МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Российский химико-технологический университет
имени Д. И. Менделеева

ЦИКЛЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ, ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК. МЕТОДЫ АНАЛИЗА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Утверждено Редакционным
советом университета
в качестве учебного пособия

Москва
2021

УДК 66.02
ББК 35.11
Ц59

Авторы: Л. В. Равичев, О. А. Кайгородова, С. И. Ильина,
Д. Д. Оганесян

Рецензенты:
Кандидат технических наук, доцент Российского химико-технологического университета им. Д. И. Менделеева
Г. Н. Семенов
Кандидат технических наук, профессор Российского государственного университета имена А. Н. Косыгина
М. К. Кошелева

Циклы теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок.
Ц59 **Методы анализа их эффективности**: учеб. пособие / Л. В. Равичев, О. А. Кайгородова, С. И. Ильина, Д. Д. Оганесян. – М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева, 2021. – 144 с.
ISBN 978-5-7237-1931-6

Представлена информация о принципе работы и расчете теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок. Рассмотрены основные циклы и их эффективность.

Предназначено для студентов бакалавриата, специалитета, магистратуры технических вузов.

УДК 66.02
ББК 35.11

ISBN 978-5-7237-1931-6
©Российский химико-технологический университет им. Д. И. Менделеева, 2021

Список принятых обозначений:

ρ – плотность неидеального газа, кг/м^3;

R_M – удельная газовая постоянная, Дж/(кг К);

M – молярная масса, кг/кмоль;

V – удельный объем, м^3/кг;

T – температура, К;

P – давление, Па;

T_c – критическая температура, К;

P_c – критическое давление, Па;

$T_г$ – приведенная температура, безразмерная величина;

B – второй вириальный коэффициент, м^3/кг;

Z – коэффициент сжимаемости газа, безразмерная величина;

$\Delta h_T^д$ – изотермическое отклонение энтальпии от идеально газового состояния, Дж/кг;

h(T; P)– удельная энтальпия, Дж/кг;

H(T; P)– энтальпия, Дж;

S(T; P)– энтропия, Дж/К;

C_V – изохорная теплоемкость, Дж/(кг К);

C_p – изобарная теплоемкость, Дж/(кг К);

C_n – теплоемкость политропного процесса, Дж/(кг К);

G(T; P) – энергия Гиббса, Дж;

$in\dot{S}$ – скорость производства энтропии внутри процесса, Вт/К;

$\dot{\Psi}$ – диссипация кинетической энергии, Вт;

$\dot{W}^{tex}$ – техническая мощность, Вт;

$\dot{Q}$ – конвективный тепловой поток, Вт;

$\dot{W}_{пол}$– мощность политропного процесса, Вт;

n – показатель политропы;

k – показатель адиабаты;

Ex – эксергия, Дж;

$\dot{E}x$ – конвективный поток эксергии, Вт;

η_S– адиабатный КПД;

η_{ex}– эксергетический КПД;

ε_x – холодильный коэффициент;

α_S – дифференциальный эффект охлаждения в изоэнтропийном расширении газа.

ВВЕДЕНИЕ

Химическая и нефтехимическая промышленность в России занимает первое место по потреблению электрической, механической, тепловой энергий и холода. Высокая энергоемкость промышленности приводит к неоправданной себестоимости продукции, что не позволяет конкурировать на международном рынке и сдерживает продвижение продукции внутри страны. В сложившейся ситуации в настоящее время − повышение цен на энергоносители, импортозамещение − особо остро стоят задачи по снижению энергоемкости всех химических технологий за счет внедрения в них установок по утилизации вторичных энергоресурсов (ВЭР) и энерготехнологических агрегатов (ЭТА) с повышением в них, в свою очередь, их эффективности. Все эти установки в той или иной мере относятся к энергетическим, так как производят различные виды энергий, а работа в них осуществляется в виде термодинамических циклов. Поэтому, данное пособие по изучению циклов теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок с целью определения их эффективности и направлений по их совершенствованию, представляющих возможность существенно повысить коэффициент полезного действия преобразования энергии, является актуальным.

Цель настоящего материала − сформировать у будущих инженеров, обучающихся в технических вузах, с изучением курсов «Техническая термодинамика и теплотехника», «Техническая термодинамика и теплопередача», «Техническая термодинамика и энерготехнология химических производств», а также основы химических технологий устойчивые представления о практическом применении теоретических, технических и технологических основ теплотехники, дать действенный аппарат для подготовки, принятия и реализации энергоэффективных проектов в химические технологии с использованием тепловых машин: теплосиловых, холодильных установок и тепловых насосов.

В семи главах данного методического пособия изложены главные термодинамические понятия, законы термодинамики, описаны основные термодинамические процессы, которые осуществляются в тепловых машинах, рассмотрены основные циклы и их эффективность, которая оценивается разными методами: балансы, энтропия, эксергия, а также представлены описания установок их элементов, циклы, по которым осуществляется их работа, расчет циклов, сравнительные характеристики, недостатки и возможные пути их устранения.

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ, ПРОТЕКАЮЩИЕ В ТЕПЛОСИЛОВЫХ, ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВКАХ

В курсе технической термодинамики рассматриваются термодинамические системы, в которых осуществляется взаимное преобразование теплоты и механической энергии (тепловые двигатели, теплосиловые установки, холодильные установки, тепловые насосы). Преобразование энергии в такого вида реальных системах происходит с участием газа или пара, обладающих высокой сжимаемостью при изменении давления. Обычно используются продукты сгорания топлива, воздух, водяной пар или пары других жидкостей. Поэтому изучение термодинамических свойств газов и водяного пара также является важной составляющей курса технической термодинамики.

Для теоретического анализа тепловой двигатель, теплосиловая или холодильная установка представляются как термодинамическая система (рабочее тело), отделенная от окружающей среды определенной границей.
Механическое взаимодействие рабочего тела с окружающей средой характеризуется **работой (L)**, тепловое взаимодействие − **теплотой (Q)**, под которой здесь понимается количество энергии, передаваемое от источника к рабочему телу теплообменом (система не теплоизолированная). Температура источника при этом должна отличаться от температуры рабочего тела. Тогда, если граница это допускает, происходит теплообмен между рабочим телом и окружающей средой. Работу система совершает против действия внешних сил. В частности, расширяясь, система совершает работу для преодоления внешнего давления. Для сжатия рабочего тела затрачивается внешняя работа.
Взаимодействие с окружающей средой приводит к изменению состояния рабочего тела, которое характеризуется параметрами состояния.

1.1. Основные термодинамические понятия

Для рассмотрения процессов преобразования энергии, чьей конечной целью является получение электрической, механической и тепловой энергии, необходимо определиться с основными понятиями, которые будут использоваться при рассмотрении.

Температура − характеризует уровень нагретости тела. Для измерения температуры применяются различные приборы (термометры), принцип действия которых основан на законах изменения определенных свойств вещества при изменении температуры, например объема, электрического сопротивления и т.д. Для количественной характеристики температуры используются различные температурные шкалы. В науке и технике в основном применяются две шкалы: шкала Цельсия, точнее − близкая к ней международная стоградусная шкала, и термодинамическая шкала температуры − шкала Кельвина. При построении шкалы Цельсия за

ноль градусов принято состояние точки плавления льда, за сто градусов − состояние точки кипения воды при нормальном атмосферном давлении (760 мм рт. ст. = 0,1013 МПа). Единица измерения температуры по шкале Цельсия – 1 °С (один градус Цельсия). Единица измерения температуры по термодинамической шкале − 1 К (один Кельвин). При определении величины 1 К используется то же правило, что и при определении величины 1°С, т.е. разность между значениями температуры в точках кипения воды и плавления льда делится на сто, поэтому 1 К = 1 °С.

По шкале Кельвина ноль соответствует предельному состоянию, при котором отсутствует тепловое движение молекул и атомов и давление равно нулю. Точка плавления льда при нормальном атмосферном давлении соответствует температуре по шкале Кельвина 273,15 К. Значение температуры по шкале Кельвина называют абсолютной температурой и обозначают Т. Соотношение между температурой по шкале Цельсия t и абсолютной температурой имеет вид

$$T = t + 273{,}15\ К \qquad (1.1)$$

Абсолютное давление Р − сила, действующая на единицу площади по нормали к поверхности оболочки, в которой находится газ. Давление газа распределено равномерно по поверхности оболочки. Единица измерения давления в системе СИ 1 Н/м^2 называется паскаль (Па). Для больших давлений используется единица измерения давления 1 бар = 10^5 Па, или 1 МПа = 10^6 Па. В технике также существуют следующие единицы измерения давления:

- 1 кгс /см^2 = 1 атм (техническая атмосфера);
- 1 мм рт. ст. (миллиметр ртутного столба);
- 1 мм вод. ст. (миллиметр водяного столба).

Соотношения между единицами измерения давления:

1 бар = 10^5 Па = 0,1 МПа = 1,02 кгс/см^2 = 750 мм рт. ст. = $1{,}02 \cdot 10^4$ мм вод. ст.

Давление газов выше атмосферного измеряется манометрами, ниже атмосферного − вакуумметрами. Эти приборы показывают разность между абсолютным давлением и атмосферным (барометрическим). Таким образом, манометры показывают избыточное (манометрическое) давление $p_м = p - B$, а вакуумметры − разряжение (вакуум) $p_{раз} = B - p$, где p − абсолютное давление, B − барометрическое давление.

Объем измеряется в м^3 обозначается «V», **удельный объем** − это объем, приходящийся на единицу массы рабочего тела, обозначается как «v» и измеряется в м^3/кг. **Плотность** – величина обратная удельному объему, обозначается как «ρ» (греческая буква ро) и измеряется в кг/м^3.

Удельная теплоемкость – количество теплоты, которое требуется для изменения температуры рабочего тела массой 1 кг на 1 градус. Вообще существует три вида теплоемкости: массовая (C), объемная (C') и мольная ($C\mu$).

Между массовой, объемной и мольной теплоемкостями имеются очевидные соотношения:

$$C_\mu = \mu c;\ C' = \frac{C_\mu}{22{,}4}, \text{или } C_\mu = 22{,}4C', \qquad (1.2)$$

где μ − молекулярная масса; 22,4 м^3 − объем киломоля идеального газа при нормальных условиях.

Мы будем использовать только массовую, удовлетворяющую формуле:

$$C = \frac{dQ}{dT} \qquad (1.3)$$

и измеряемую в Дж/кг·град.

Для газов (в частности для водяного пара) различают:

− теплоемкость при постоянном давлении (изобарную), обозначают C_P,

− теплоемкость при постоянном объеме (изохорную), обозначают C_V,

− среднюю теплоемкость для данного интервала температур, практически в таблицах дается значение этой теплоемкости для интервала 0 – t °C.

Между изобарной и изохорной теплоемкостями установлена зависимость, называемая **уравнением Майера:**

$$C_P = C_V + R \qquad (1.4)$$

Отношение изобарной теплоемкости к изохорной зависит только от числа атомов в молекуле газа:

$$\kappa = \frac{C_P}{C_V} \qquad (1.5)$$

Для одноатомных идеальных газов **к** = 1,67; для двухатомных **к** = 1,40; для многоатомных **к** = 1,33.

Теплота − способ передачи энергии при непосредственном контакте тел, имеющих различную температуру, путем обмена кинетической энергией между молекулами соприкасающихся тел либо лучистым переносом внутренней энергии излучающих тел. При этом энергия передается от более нагретого к менее нагретому. Теплоту обозначают буквой Q и измеряют в Джоулях (Дж).

$$Q = m \cdot C_P \cdot (t_1 - t_2) \quad (1.6)$$

Внутренняя энергия − совокупность всех видов энергий, заключенной в теле или системе тел. Внутренняя энергия обозначается буквой U и измеряется в Дж, ее можно представить как сумму кинетической и потенциальной энергий молекул и атомов среды. Кинетическая энергия определяется скоростью и массой частиц, потенциальная – силами взаимодействия между частицами, которые зависят от взаимного расположения частиц. Внутренняя энергия – это энергия, заключенная в системе.

Энтальпия, или теплосодержание. Это понятие говорит о полном внутреннем количестве теплоты и количестве энергии, полученной путем воздействия внешней среды на рабочее тело, например путем оказания давления на него. Обычно энтальпию рассчитывают на m кг массы и выражают формулой:

$$H = U + P \cdot V, \quad (1.7)$$

где H – энтальпия, U – внутренняя энергия тела, P – давление, V − объем.

Энтропия, это, пожалуй самое сложное понятие теплотехники (правильнее говорить физики, потому, что энтропия имеет глубокую связь с различными разделами науки, в частности с теорией информации). Существует несколько определений этого понятия. Например, энтропия есть мера ценности теплоты, энтропия есть мера необратимости тепловых процессов, энтропия есть мера беспорядка термодинамической системы. Понятие энтропии было введено Р. Клаузиусом в 1865 году, оно имеет количественное определение:

$$dS = \frac{dQ}{T}, \quad (1.8)$$

где dS – значение энтропии, измеряемой в Дж/градус. Как физическую величину энтропию непосредственно измерить нельзя, однако, это понятие оказалось весьма полезным при описании различных тепловых процессов.

1.2. Законы термодинамики

Существует три закона, из которых первые два играют принципиальную роль в создании и описании работы тепловых машин и других преобразовательных устройствах.

Первый закон термодинамики

Фактически это закон сохранения и превращения энергии, применительно к тепловым процессам. Некоему рабочему телу (воде, пару или вообще, любому газу или жидкости) сообщается некоторое количество теплоты – dQ. До этого момента это рабочее тело обладало внутренней энергией U, в результате появилось приращение этой внутренней энергии − dU. Рабочее тело при расширении и взаимодействии с внешней средой,

которое на тело оказывает давление, производит механическую работу – dL. Между ними существует взаимосвязь:

$$dQ = dU + dL \qquad (1.9)$$

При этом возможны варианты:

dQ = 0, процесс адиабатный, без подвода или отвода теплоты.

dL = 0, процесс изохорный, рабочее тело не совершает механической работы. Такое явление может быть в том случае, если объем пара жестко ограничен, или в случае использования в качестве рабочего тела несжимаемой жидкости.

В этих случаях вся поступающая теплота идет на увеличение внутренней энергии рабочего тела.
dU = 0, вся поступающая теплота расходуется на совершение механической работы. Такое явление возможно только при использовании в качестве рабочего тела газов.

Второй закон (начало) термодинамики

Существует несколько формулировок этого закона. Например :

1.Теплота сама собой не может переходить от тела менее нагретого к более нагретому без одновременных изменений в этих телах или в окружающей среде.

2. Невозможно построить вечный двигатель второго рода.

Вечный двигатель первого рода нельзя построить потому, что его построение противоречит первому закону термодинамики, фактически закону сохранения и превращения энергии. Построение вечного двигателя второго рода не противоречит первому закону. Действительно, в морях, океанах и озерах земли содержится громадное количество энергии, которую в принципе можно было бы использовать. Однако опыт и теоретические соображения показывают, что попытка использования теплоты этих водоемов с температурой, например, 10°C для нагревания помещения до требуемой более высокой температуры, например, 20°C обречены на неудачу. Скорее будет происходить передача теплоты от помещения к водоему. Таким образом, второй закон (начало) термодинамики говорит о направленности тепловых процессов. Вариант третьей формулировки.

3. Самопроизвольные процессы, происходящие в любой термодинамической системе, возможны только в том случае, если эта система неравновесная и эти процессы идут в направлении приближения к равновесию. При достижении равновесного состояния процессы прекращаются.

Третий закон (начало) термодинамики

Третий закон термодинамики гласит, что нельзя достигнуть температуры рабочего тела, равной абсолютному нулю (по современным данным это минус 273,15°С) путем отнятия от тела теплоты при помощи конечных действительных процессов. Другими словами, нельзя создать такую тепловую машину, которая отняла бы все тепло от тела.

1.3. Основные термодинамические процессы

Термодинамический процесс – изменение состояния термодинамической системы, характеризующееся изменением ее параметров.

Все изложенные ниже термодинамические процессы являются идеализацией реальных тепловых процессах, которые имеют место в процессе преобразования энергии в паровом котле, вообще в парогенераторе, турбине, вообще в тепловой машине, процессов сжатия в компрессоре, истечения и дросселирования в конечном итоге, в холодильных установках и тепловых насосах. Идеализированные термодинамические процессы позволяют разложить на составляющие сложные процессы, что является необходимым этапом изучения (этапом абстрактного мышления) с тем, чтобы потом создать практически приемлемую теорию.

1.3.1. Термодинамические процессы в газах (без изменения агрегатного состояния)

Рассмотрим основные закономерности изменения энергетических характеристик теплоты, работы и внутренней энергии для каждого вида процессов, происходящих в газах.

Уравнением процесса называется функциональная связь, возникающая между параметрами (обычно p, V и T) при том или ином процессе.

Изотермический процесс dT = 0. Уравнение процесса PV=const. Изменение внутренней энергии равно нулю. Таким образом, вся теплота, подведенная к рабочему телу в изотермическом процессе, идет на совершение работы.

$$\Delta U=0;\ Q=L.$$

Работа в изотермическом процессе равна:

$$L_{1-2} = RT\ln\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = P_1V_1\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right); l_{1-2} = RT\ln\left(\frac{\nu_2}{\nu_1}\right) = P_1\nu_1\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \quad (1.10)$$

Изохорный процесс V = const. Уравнение процесса P/T=const. Работа в изохорном процессе равна нулю. Вся теплота в изохорном процессе расходуется на изменение внутренней энергии газа.

$$L_{1-2}=0;\ Q=\Delta U;\ \Delta U=m\cdot C_V\cdot (T_2-T_1)$$

Количество теплоты определяется как:

$$Q_{1-2}=mC_V(T_2-T_1)=U_2-U_1\,;\,q_{1-2}=C_V(T_2-T_1)=u_2-u_1 \qquad (1.11)$$

Изобарный процесс P = const. Уравнение процесса V/T = const. Вся теплота в изобарном процессе тратится на изменение энтальпии газа.

$$Q_{1-2}=mC_P(T_2-T_1)=H_2-H_1;\,q_{1-2}=C_V(T_2-T_1)=h_2-h_1 \qquad (1.12)$$

Работа в изобарном процессе равна:

$$L_{1-2}=P(V_2-V_1);\,l_{1-2}=P(V_2-V_1) \qquad (1.13)$$

Изменение внутренней энергии:

$$\Delta U=mC_v(T_2-T_1);\,\Delta u=Cv\cdot(T_2-T_1) \qquad (1.14)$$

Адиабатный процесс dQ = 0. Уравнение процесса PV^k=const**,** где k – показатель адиабаты (k=Cp/Cv>1). Работа в адиабатном процессе совершается за счет уменьшения внутренней энергии газа, следовательно, при расширении газа температура его в указанном процессе понижается. Работа сжатия в адиабатном процессе затрачивается на увеличение внутренней энергии газа, и поэтому температура газа повышается.

$$Q_{1-2}=0;\,L_{1-2}=-\Delta U;\,\Delta U=m\cdot Cv\cdot(T_2-T_1) \qquad (1.15)$$

Работа, совершаемая в адиабатном процессе, рассчитывается по формуле:

$$L_{1-2}=\frac{1}{k-1}(P_1V_1-P_2V_2)=\frac{P_1V_1}{k-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)=\frac{mR}{k-1}(T_1-T_2) \qquad (1.16)$$

$$l_{1-2}=\frac{1}{k-1}(P_1V_1-P_2V_2)=\frac{P_1V_1}{k-1}\left(1-\frac{T_2}{T_1}\right)=\frac{R}{k-1}(T_1-T_2) \qquad (1.17)$$

Политропный процесс C = const. Уравнение процесса PV^n = const. Где n называется показателем политропы. Для данного процесса – величина постоянная, и для различных процессов может принимать значения от –∞ до +∞.

Количество удельной теплоты процесса можно вычислить как:

$$Q_{1-2} = m \cdot C_v \frac{n-k}{n-1}(T_2 - T_1);\ q_{1-2} = C_v \frac{n-k}{n-1} \qquad (1.18)$$

Уравнение работы изменения объема, совершаемой газом при политропном процессе, имеет аналогичный вид с уравнением работы в адиабатном процессе, т. е.

$$L_{1-2} = \frac{1}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2) = \frac{P_1V_1}{n-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{mR}{n-1}(T_1 - T_2) \qquad (1.19)$$

$$l_{1-2} = \frac{1}{n-1}(P_1V_1 - P_2V_2) = \frac{P_1v_1}{n-1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) = \frac{R}{n-1}(T_1 - T_2) \qquad (1.20)$$

Изменение внутренней энергии:

$$U = m \cdot C_V(T_2 - T_1) \qquad (1.21)$$

Учитывая тот факт, что в данном пособии будет проведен анализ на эффективность циклов, в которых совершаются те или иные виды процессов, необходимо представить и изменение энтропии для каждого вида процессов. В табл. 1 приведены основные формулы для расчета изменения энтропии.

Принято процессы изображать в виде диаграмм с координатами: давление – удельный объем (P−V) и температура – энтропия (T−S).

На рис. 1.1 приведены P−V и T−S диаграммы, на которых показан изотермический процесс 1−2. Площадь на P−V диаграмме по первому закону термодинамики численно равна работе (в данном случае работа расширения), а площадь на T−S диаграмме по второму закону термодинамики численно равна теплоте, которая подводится в процессе.

Рассмотрим, как будут располагаться линии всех процессов на этих диаграммах, рис. 1.2.

Каждая линия соответствует одному из термодинамических процессов, проведена она как в сторону расширения газа, так и в сторону его сжатия. Линия с n = 0 отображает изобарный процесс; линия с n =1 − изотермический процесс; линия с n = ± ∞ – изохорный процесс; линия n = k – адиабатический процесс.

Изохора (n = ±∞) делит поле диаграммы на две области. Процессы, происходящие вправо от изохоры, являются процессами расширения и характеризуются повышением объема и положительной деформационной работой dv>0, dl>0. Для процесса сжатия dv <0, dl<0. Вверху изохоры имеем n = +∞ с другой стороны − n= − ∞. Покажем изотермический процесс, который описывается уравнением Pv=const, имеет показатель политропы п=1, отделяет зону с повышением внутренней энергии от зоны с уменьшением внутренней энергии.

Таблица 1

Формулы для определения изменения энтропии в типичных термодинамических процессах

Процесс	Показатель политропы	Характеристика процесса	Теплоемкость	Изменение энтропии
Изобарный	n = 0	$p = const$ $\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1}$	$C=C_P$	$\Delta S = C_P \ln \frac{T_2}{T_1} = C_P \ln \frac{V_2}{V_1}$
Изотермический	n = 1	$T = const$ $P_1V_1 = P_2V_2$	$C=\infty$	$\Delta S = R \ln \frac{V_2}{V_1} = R \ln \frac{P_1}{P_2}$
Адиабатный	n = k	$S = const$ $P_1V_1^k = P_2V_2^k$	C=0	$\Delta S = 0$
Изохорный	n = ∞	$V = const$ $\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$	$C=C_V$	$\Delta S = C_V \ln \frac{T_2}{T_1} = C_V \ln \frac{P_2}{P_1}$
Политропный	$n = \frac{\phi k - 1}{\phi - 1}$	$C = const$ $P_1V_1^n = P_2V_2^n$	$c = C_v \frac{n-k}{n-1}$	$\Delta S = C_V(k-n) \ln \frac{V_2}{V_1}$ $\Delta S = C_p(k-n) \ln \frac{P_1}{P_2}$ $\Delta S = C_V \frac{k-n}{n-1} ln \frac{T_1}{T_2}$

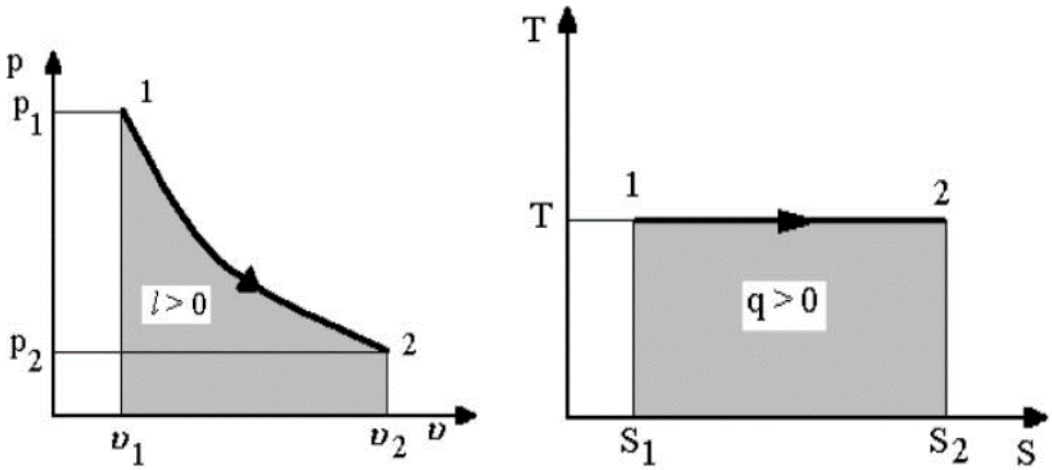


Рис. 1.1. Изотермический процесс на P–V и T–S диаграммах

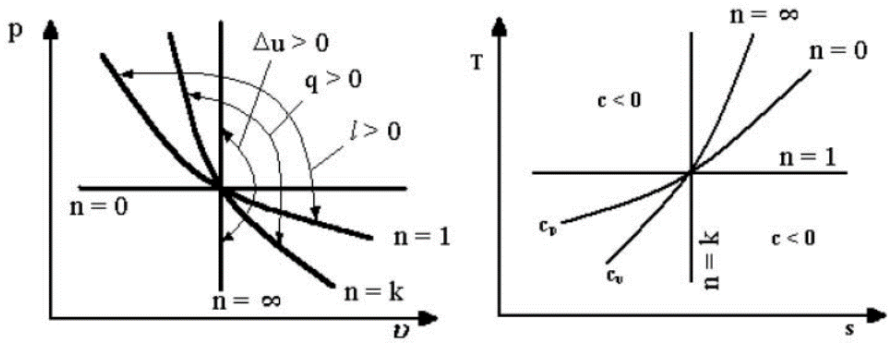


Рис. 1.2. Линии процессов на P−V и T−S диаграммах

Изобара (n = 0) делит поле диаграммы на две области. Процессы, идущие вверх от изобары, являются процессами повышения давления и характеризуются отрицательной располагаемой работой dP>0', dl_P<0. Для процессов, расположенных ниже изобары, характерно понижение давления и увеличение располагаемой работы dP<0’, dl_P>0.

Изотерма (n=1) разграничивает процессы, происходящие либо с увеличением температуры, внутренней энергии и энтальпии dT>0’, du>0', dh>0, либо с их уменьшением dT<0’, du<0 dh<0. К первым относятся процессы, конечная точка которых расположена выше изотермы, ко вторым − ниже.

Адиабата (n = k) является аналогичной границей процессов с подводом энергии в форме теплоты dq>0, либо с отводом dq<0. У первых конечная точка процесса расположена правее адиабаты, у вторых − левее. На графике линия (адиабата) показывает процесс, который разделяет всю диаграмму на две зоны: зона, где процессы сопровождаются подводом теплоты, нагревом, и зона, которая сопровождается отводом теплоты во внешнюю среду. Это адиабатный процесс n=k, Pv^k=const, механическая работа, изменение внутренней энергии и удельная теплота равны нулю: l=0, AU=0, q=0.

В зоне расширения от точки пересечения линий вправо прослеживаются три характерных значения меняющегося показателя политропы n: −∞<n<+1; от изохоры n=0−1−k к изотерме. Показатель n проявляет устойчивую тенденцию к увеличению, следовательно, меняя ОТ −∞ до +∞, он доходит до нижней изохоры с понижением давления и отводом теплоты. Показатель политропы устанавливает энергетическую структуру всех процессов. Прежде всего нас интересует соотношение основных составляющих, которые присутствуют в первом законе термодинамики; теплота, механическая работа и внутренняя энергия взаимосвязаны в зависимости от показателя политропы. Для процесса P=const характерен подвод теплоты.

Все вышеупомянутые процессы могут быть обобщены в виде так называемых политропных процессов. Политропный процесс – термодинамический процесс, в котором могут изменяться все основные

параметры газа и осуществляется теплообмен между рабочим телом и окружающей средой. Реальные процессы в тепловых машинах, как правило, являются политропными.

1.3.2. Термодинамические процессы с паром (изменение агрегатного состояния)

Образование пара из жидкости называется **парообразованием.** Если парообразование происходит в объеме жидкости, его называют **кипением**, а если парообразование происходит с поверхности жидкости − **испарением.** Обратное превращение пара в жидкость называется **конденсацией.**

Для того чтобы понять, как происходит процесс парообразования и как при этом меняются параметры пара и состояние пара, рассмотрим опыт превращения 1 кг воды в пар при нормальном атмосферном давлении, поместив воду в цилиндр со свободно перемещающимся поршнем, рис. 1.3. В начальном состоянии температура воды 20 °С и V = 0,001 м^3/кг. Проследим за изменением объема при подводе теплоты к воде, отмечая на изобаре **P** = 0,1 МПа значения v. При нагреве удельный объем воды увеличится вследствие термического расширения, и к моменту образования первого парового пузырька температура составит 100 °С. Система достигла состояния насыщения (б)**.** Дальнейший подвод теплоты приведет к увеличению количества пара, но не может привести к увеличению температуры, которая остается равной температуре насыщения при атмосферном давлении −100 °С (в)**.** При дальнейшем подводе теплоты почти вся вода превратится в пар (г), но при этом, пока в цилиндре находятся пар и вода, температура остается равной 100 °С. Пар внутри первого пузырька в состоянии (б) и пар, заполняющий практически весь объем цилиндра в состоянии (г), ничем не отличаются − в обоих случаях это сухой насыщенный пар. Равным образом вода, заполняющая практически весь объем в состоянии (б), и вода в последней неиспарившейся капле в состоянии г ничем не отличаются − в обоих случаях это насыщенная вода. В то же время ясно, что состояния (б) и (г) существенно отличны. Для описания свойств влажного пара − смеси насыщенной воды и сухого насыщенного пара − вводится понятие о **степени сухости x,** определяемой как отношение массы сухого насыщенного пара к массе смеси.

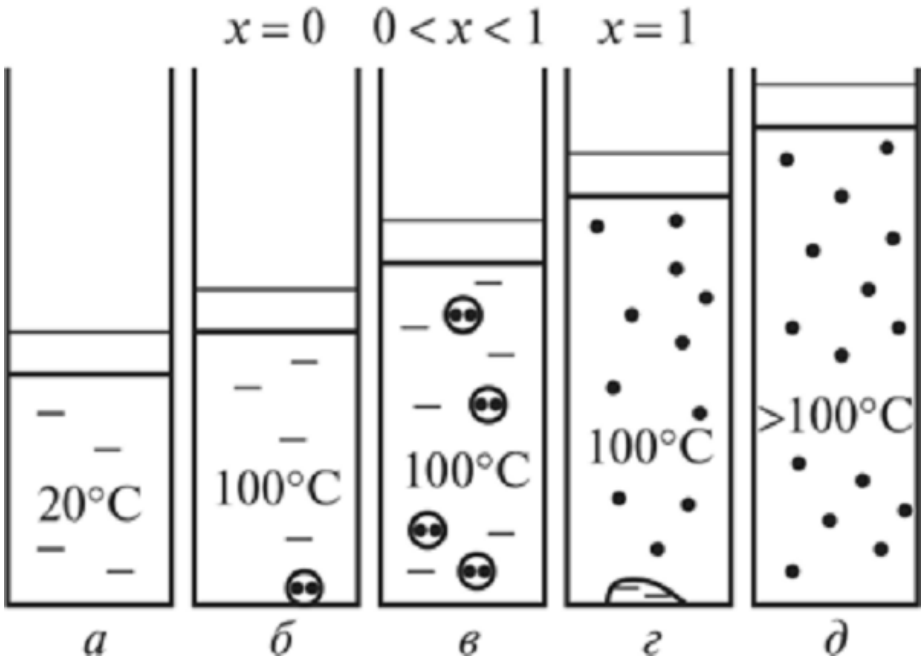


Рис. 1.3. Стадии процесса парообразования

При дальнейшем подводе теплоты вода полностью превращается в пар и система становится гомогенной (д). Для однородной гомогенной системы состояние равновесия однозначно определяется двумя независимыми параметрами. Температура пара при атмосферном давлении может быть любой при условии t > 100 °С. Пар, имеющий температуру выше температуры насыщения при заданном давлении, называется **перегретым.**

На рис. 1.4 отмечено положение состояний равновесия − а, б, в, г и д на P−V и T−S диаграммах.

Состояние, в котором удельные объемы насыщенной воды и сухого насыщенного пара совпадают, называется **критическим** (точка К на диаграммах).

Параметры состояния в критической точке также называются критическими.

Для воды параметры критической точки:

$$p_{кр} = 22{,}13 \text{ МПа};$$

$$T_{кр} = 374{,}15 \text{ °C};$$

$$\nu_{кр} = 0{,}00326 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$i_{кр} = 2095 \text{ кДж/кг};$$

$$s_{кр} = 4{,}4237 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

В критическом состоянии не только становятся равными плотности пара и жидкости, но исчезают и иные различия между газовой и жидкой

фазами, в частности исчезает поверхностное натяжение и жидкость в капилляре не образует мениск.

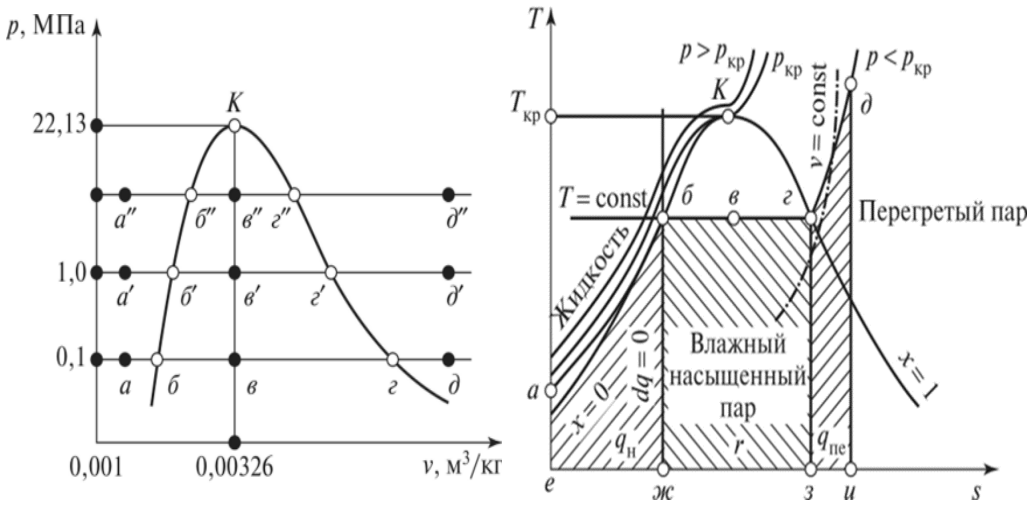


Рис. 1.4. Процессы водяного пара на P−V и T−S диаграммах

Линия К-б – линия, на которой находятся параметры кипящей воды (б), степень сухости = 0, на рис. 1.4, линия К-г − линия, на которой расположены параметры сухого насыщенного пара (г), степень сухости = 1, рис. 1.4, область, которая расположена правее К-г и выше К − область перегретого пара, а область внутри б-К-г − область влажного насыщенного пара, степень сухости в которой меняется от 0 до 1.

На T−S диаграмме представлены и линии процессов. Изображение изотермы и адиабаты в этой системе координат очевидно. В связи с тем, что, вода практически несжимаема, работа сжатия при адиабатном повышении давления очень мала и столь же мало равное этой работе повышение внутренней энергии. Изображение изобар в области воды на рис. 1.4 для большей наглядности выполнено с искажением масштаба, как если бы эта часть рисунка рассматривалась через увеличительное стекло. В области влажного насыщенного пара изотерма и изобара совпадают. В области жидкости при постоянной температуре даже для очень малого уменьшения объема требуется очень высокое давление (жидкости практически несжимаемы) и изотерма совпадает с изохорой.

Для анализа и сравнения эффективности термодинамических циклов теплосиловых установок, удобно использовать диаграмму T−S.
Площадь фигуры е−а−б−ж равна в масштабе диаграммы теплоте $q_н$, затраченной на нагрев 1 кг воды до кипения. Площадь фигуры ж−б−г−з равна теплоте, затраченной на получение сухого насыщенного пара из 1 кг насыщенной воды, − это теплота фазового перехода (г). Наконец, площадь фигуры з−г−д−и равна теплоте $q_{пе}$, затраченной на перегрев 1 кг пара от температуры насыщения до температуры в точке(д).

Для расчетов процессов и циклов водяного пара T−S-диаграмма не так удобна, как для качественного анализа и сравнения. На практике предпочтительнее измерять величины на диаграмме отрезками, а не площадями фигур. Поэтому для инженерных расчетов чаще используют диаграмму i−s водяного пара, предложенную Рихардом Молье в 1906 г. (рис. 1.5).

Достаточно вспомнить, что $h=C_pT$, а величина изобарной теплоемкости идеального газа постоянна. Поэтому линии изотерм вдали от кривой насыщения горизонтальны, а форма линий P = const и V = const в этой области повторяет их форму на T−S-диаграмме. Вблизи же верхней пограничной кривой, особенно при давлениях, близких к критическому, свойства водяного пара значительно отличаются от свойств идеального газа и форма линий T = const, P = const и V = const также значительно отличается от их формы для идеального газа.

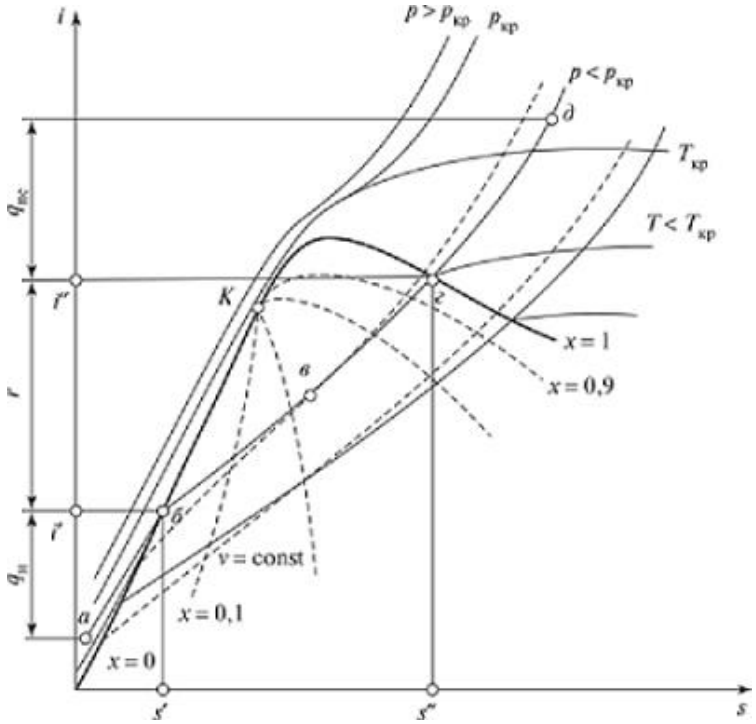


Рис. 1.5. i −s диаграмма водяного пара

На практике расчету подлежат четыре основных термодинамических процесса изменения состояния воды и водяного пара: изобарный (p=const), изохорный (V=const), изотермический (T = const), адиабатный (dq = 0).
В табл. 2 приведены расчетные формулы для определения количества теплоты, работы изменения объема, и изменения внутренней энергии для основных термодинамических процессов.

Таблица 2

Расчетные формулы основных термодинамических процессов для водяного пара

Процесс	Теплота, кДж/кг	Работа, кДж/кг	Изменение внутренней энергии, кДж/кг
P = const	$h_2 – h_1$	$P (V_2 – V_1)$	$h_2 – h_1 – p (V_2 – V_1)$
V = const	$u_2 – u_1$	0	$h_2 – h_1 – v (P_2 – P_1)$
T = const	$T (s_2 – s_1)$	$q – \Delta u$	$h_2 – h_1 – (P_2 V_2 – P_1 V_1)$
dq = 0	0	$u_1 – u_2$	$h_2 – h_1 – (P_2 v_2 – P_1 v_1)$

1.3.3. Изображение основных термодинамических процессов с паром на P−V, T−S, H−S-диаграммах

Изохорный процесс (υ = const)

Нагреванием при постоянном объеме влажный пар можно перевести в сухой насыщенный или перегретый (рис. 1.6). Охлаждением пар можно сконденсировать, но не до конца, так как при любом давлении над жидкостью всегда находится некоторое количество насыщенного пара. В изохорном процессе подведенная теплота расходуется только на увеличение внутренней энергии: $q = u_2 – u_1$.

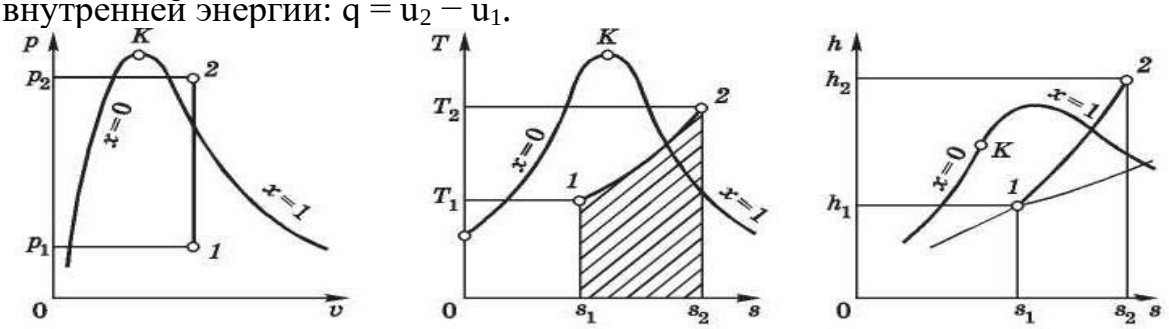


Рис. 1.6. Изохорный процесс в P−V, T−S и h−S-диаграммах

Изобарный процесс (p = const)

При подводе теплоты к влажному насыщенному пару его степень сухости увеличивается (рис. 1.7) и он (при T = const) переходит в сухой, а при дальнейшем подводе теплоты − в перегретый пар (T при этом растет). При отводе теплоты влажный пар конденсируется при Ts = const .

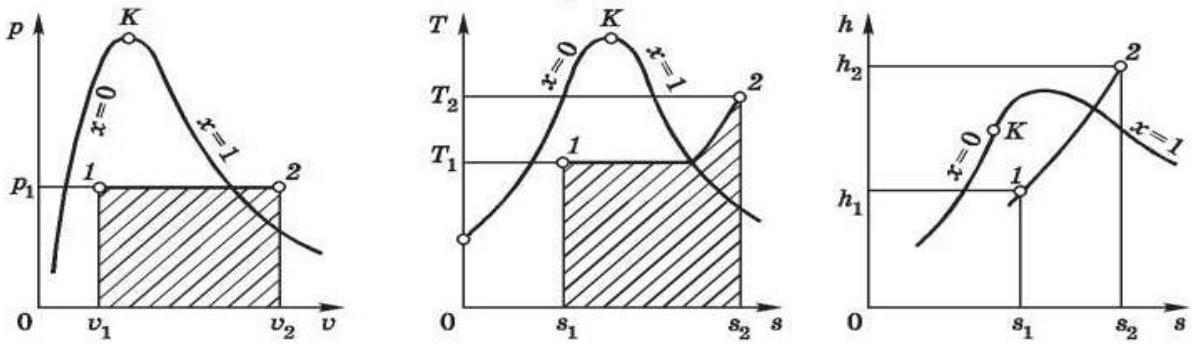


Рис. 1.7. Изобарный процесс в P−V, T−S и h−S-диаграммах

Изотермический процесс (T = const)

Изотермический процесс представлен на рис. 1.8. Внутренняя энергия водяного пара в процессе T = const не остается постоянной (в отличие от идеального газа), так как изменяется ее потенциальная составляющая. Количество полученной в изотермическом процессе теплоты равно: $q = T \cdot (S_2 - S_1)$

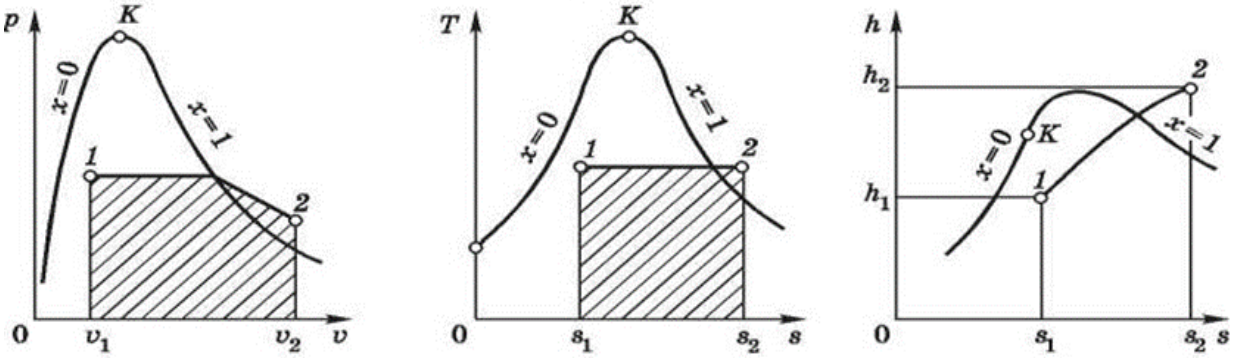


Рис. 1.8. Изотермический процесс в P−V, T−S и h−S-диаграммах

Адиабатный процесс (δq = 0)

При адиабатном расширении давление и температура пара уменьшаются и перегретый пар становится сначала сухим, а затем влажным (рис.1.9).

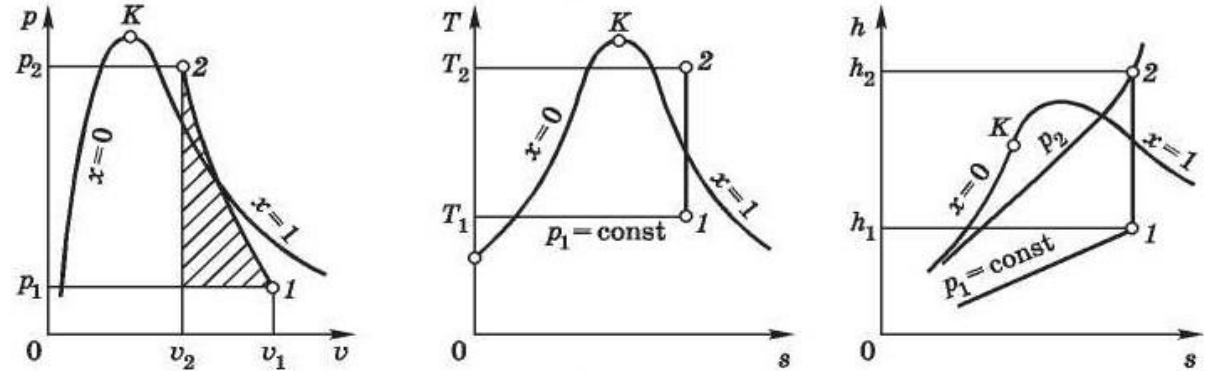


Рис. 1.9. Адиабатный процесс в P−V, T−S и h−S-диаграммах

1.3.4. Процессы истечения газов и паров

Процесс течения газов (паров) широко используется в технике: в компрессорах, в газовых и паровых турбинах, в камерах сгорания различных двигателей, в теплообменниках, в реакторах и т.д. Специально спрофилированные каналы для разгона рабочей среды и придания потоку определенного направления называют **соплами**. Каналы, предназначенные для торможения потока и повышения давления, называются **диффузорами**.

Рассмотрим процесс равновесного (без трения) адиабатного истечения газов через сопло из резервуара, в котором газ имеет параметры P_1, V_1, T_1. Скорость газа на входе в сопло обозначим через w_1. Будем считать, что давление газа на выходе из сопла P_2 равно давлению среды, в которую вытекает газ.

Расчет сопла сводится к определению скорости и расхода газа на выходе из него, нахождению площади поперечного сечения и правильному выбору его формы.

Скорость истечения:

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2 + w_1^2)}\,, \qquad (1.22)$$

где $h_1 - h_2 = u_1 - u_2 + p_1\upsilon_1 - p_2\upsilon_2$ – располагаемый теплоперепад.

Выберем достаточно большую площадь выходного сечения сопла, так, чтобы $w_1=0$. Для адиабатного процесса ($\delta q = 0$) изменение внутренней энергии $u_1 - u_2 = l$ вычисляется по формуле:

$$l = \frac{1}{k-1}(P_1V_1 - P_2V_2);\; h_1 - h_2 = \frac{k}{k-1}(P_1V_1 - P_2V_2);\; P_1vV_1 = RT_1 \qquad (1.23)$$

Подставляя все в уравнение (1.22), получим формулу для расчета скорости:

$$w_2 = \sqrt{\frac{2k}{k-1}(P_1V_1 - P_2V_2)} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}P_1V_1\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \qquad (1.24)$$

Массовый расход газа $\bar{m}$ через сопло (кг/с) определяется из соотношения:

$$\bar{m} = \frac{Fw^2}{V_2}\,, \qquad (1.25)$$

где F – площадь выходного сечения сопла.

Используя выражения (1.23) и (1.24), получаем:

$$\bar{m} = F\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{P_1V_1}{V_2^2}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]};\; \bar{m} = F\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{P_1}{V_1}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]} \qquad (1.26)$$

Таким образом, массовый расход идеального газа при истечении зависит от площади выходного сечения сопла, свойств и начальных параметров газа k, p_1,υ_1 и степени его расширения (т. е. давления p_2 газа на выходе).

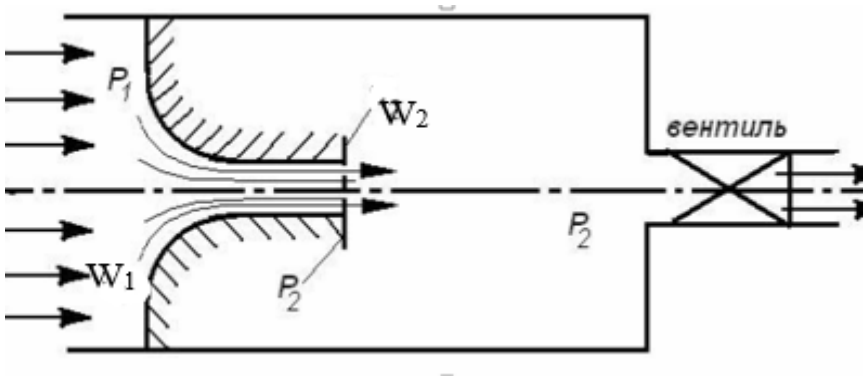


Рис. 1.10. Истечение газа через суживающийся канал

Давление p_1 постоянно (например, это давление в заводской сети сжатого воздуха). Давление p_2 будем регулировать вентилем. Когда вентиль полностью закрыт, среда через сопло не течет, т.е. m = 0 и $P_2 = P_1$. По мере открытия вентиля давление в сосуде будет уменьшаться, перепад давлений $'P = P_1 - P_2$ будет расти, в соответствии с ним будет увеличиваться и располагаемый теплоперепад $'h_0$. Газ будет вытекать из сопла с большей скоростью w_2 (см. формулу (1.24)).

Отношение давления на срезе суживающегося сопла к давлению перед соплом, при котором скорость истечения становится равной скорости звука в вытекающей среде, называется критическим.

$$\beta_{кр} = \frac{P_{кр}}{P_1} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}} \qquad (1.27)$$

Для оценочных расчетов $\beta_{кр} \approx 0{,}5$. Критическая скорость устанавливается в устье сопла при истечении в окружающую среду с давлением, равным или ниже критического.

Критическая скорость истечения газа равна местной скорости звука. Поэтому газ в сужающемся сопле не может расширяться до давления меньше критического, а скорость не может превысить критическую. Для получения сверхзвуковой скорости на выходе из сопла необходимо придать ему специальную форму. Такое комбинированное сопло получило название сопла Лаваля.

Итак, если $\beta > \beta_{кр}$, то скорость истечения будет меньше скорости звука, выбирается сопло равномерно суживающееся; если $\beta = \beta_{кр}$, то скорость истечения будет равна скорости звука, выбирается сопло, состоящее из равномерно суживающейся части и части с постоянным сечением (рис. 1.10); если $\beta < \beta_{кр}$, то скорость истечения будет больше скорости звука и необходимо использовать сопло Лаваля (рис. 1.11).

Итак, если отношение давлений получается больше чем $\beta_{кр}$, то сопло простое суживающееся (рис. 1.10), если меньше, то сопло Лаваля (рис. 1.11).

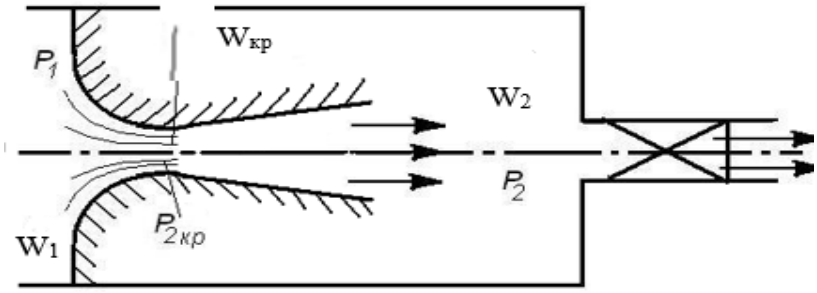


Рис. 1.11. Сопло Лаваля

Сейчас сопла Лаваля применяют в реактивных двигателях самолетов и ракет. Угол расширения не должен превышать 10−12 ǫ чтобы не было отрывов потока от стен, приводящих к появлению скачков уплотнения. Расход газа от добавления расширяющейся части сопла не увеличивается (он по-прежнему будет определяться величиной скорости звука в самом узком «критическом» сечении – см. рис 1.11). А вот скорость истечения из такого сопла может существенно превышать скорость звука.

Водяной пар не является идеальным газом, поэтому процесс его истечения из сопла лучше рассчитывать с помощью h−s-диаграммы (рис. 1.12). Пар с начальным состоянием P_1, T_1 вытекает в среду с давлением P_2. В случае истечения без трения и теплообмена (адиабатное, равновесное) S = const (процесс 1−2). Скорость истечения рассчитывается по формуле (1.26):

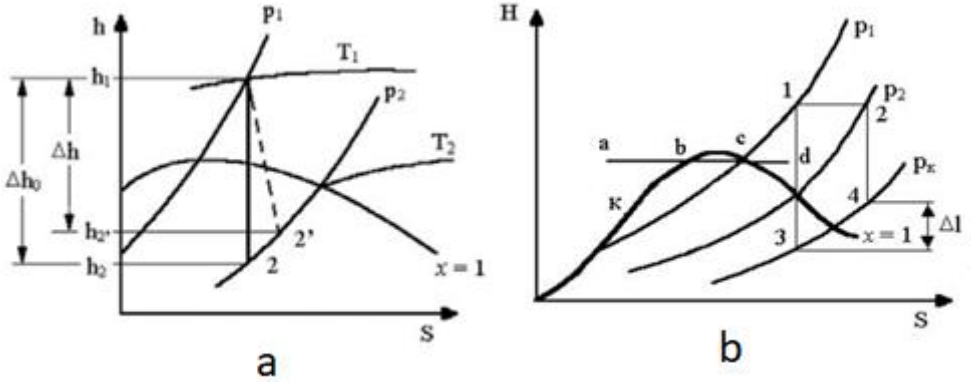


Рис. 1.12. Истечение и дросселирование водяного пара:
a – истечение, b− дросселирование

$$w = \sqrt{2(h_1 - h_2)} \qquad (1.28)$$

Если h измеряется в кДж/ кг, то w, м/с, тогда скорость истечения примет вид:

$$w = 44{,}7\sqrt{h_1 - h_2} \qquad (1.29)$$

В реальных условиях истечение является неравновесным и при течении выделяется теплота трения, что приводит к увеличению энтропии (процесс 1–2′). Разность энтальпий меньше, что снизит скорость истечения. Потеря кинетической энергии потока вследствие трения выражается разностью: $h_2' - h_2$. Это приводит к снижению скорости истечения, которая рассчитывается с помощью коэффициента сопла ϕ:

$$w = 44{,}7\phi\sqrt{h_1 - h_2}\,, \qquad (1.30)$$

где ϕ − скоростной коэффициент сопла (для хорошо спрофилированных и обработанных сопел ϕ =0,95−0,98).

Подобные процессы истечения паров наблюдаются в паровых турбинах, а в газовых турбинах газотурбинных установок происходят процессы истечения газов.

1.3.5. Дросселирование газов и паров

Из опыта известно, что если на пути движения газа или пара в канале встречается препятствие (местное сопротивление), частично загромождающее поперечное сечение потока, то давление за препятствием всегда оказывается меньше, чем перед ним. Процесс уменьшения давления, в итоге которого нет ни увеличения кинетической энергии, ни совершения технической работы, называется дросселированием.

Под процессом дросселирования газа понимают необратимый процесс изменения его состояния, вызванного местным сужением сечения по пути движения газа (заслонка, задвижка, вентиль, диафрагма, шайба и т.п.). При прохождении через сужение скорость газа, как и при истечении, увеличивается, а давление его падает.

Этот процесс широко используется в технике для получения низких температур. В частности, во всех холодильных установках и тепловых насосах встречаются процессы дросселирования паров и газов.

Рассмотрим дросселирование газа на примере течения потока по каналу с диафрагмой (рис. 1.13).

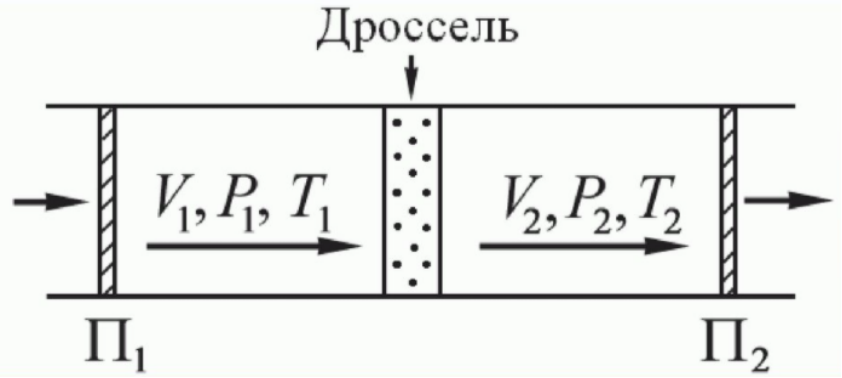


Рис. 1.13. Дросселирование в диафрагме

Итак, при адиабатном дросселировании рабочего тела его энтальпия остается постоянной, давление падает, объем увеличивается. Изменение энтальпии идеального газа связано с изменением температуры соотношением $dh = C_P dT$, поэтому изменение температуры в процессе дросселирования идеального газа не происходит (dT=0). Так как:

$$h_2 - h_1 = U_2 - U_1 + (P_2V_2 - P_1V_1) = 0 \text{ или } U_1 - U_2 = P_2V_2 - P_1V_1 \quad (1.31)$$

Так как для идеального газа температура при дросселировании не меняется, то $u_2 = u_1$, а соответственно, и $P_1V_1 = P_2V_2$.

При дросселировании реальных газов температура может меняться (эффект Джоуля − Томсона). Как показывает опыт, знак изменения температуры для одного и того же вещества может быть:

положительным $\left(\frac{dT}{dP}\right)_h > 0 -$ газ при дросселировании охлаждается;

отрицательным $\left(\frac{dT}{dP}\right) < 0$ − газ нагревается;

состояние $\left(\frac{dT}{dP}\right) = 0,$ называется точкой инверсии.

Эффект Джоуля − Томсона. Температура, при которой эффект меняет знак, называют температурой инверсии. Изменение температуры газа (жидкости) в процессе адиабатного дросселирования при значительном перепаде давлений на дросселе называется интегральным дроссель-эффектом. Он может достигать весьма большой величины. Например, при адиабатном дросселировании водяного пара от давления 29,4 МПа и температуры 450 ºС до давления 98 кПа температура пара уменьшится до 180 ºС. В диаграммах процесс дросселирования изображается условно, так как процесс неравновесный и можно лишь изобразить начальную и конечную точки (рис. 1.12,−b). Дросселирование a−b−c−d начинается в области перегретого пара − точке a. Для выбранных параметров дросселирование приводит перегретый пар в сухой насыщенный − точка b, затем во влажный (область b−c), далее снова в сухой насыщенный − точка c и, наконец, в перегретый пар − точка d.

Дросселирование используют для регулирования (уменьшения) мощности тепловых двигателей. Такое регулирование, конечно, не экономично, так как часть работы безвозвратно теряется, но вследствие своей простоты оно применяется довольно широко.

1.3.6. Сжатие газов и паров в компрессорах

При организации работы теплосиловых установок, в частности двигатели внутреннего сгорания (ДВС), газотурбинные установки (ГТУ), многие типы холодильных машин и тепловых насосов, рабочие тела (газы и пары) подвергаются процессам сжатия в компрессорах. В связи с этим следует рассмотреть особенности процессов в компрессорах, для более

полной оценки эффективности работы рассматриваемых в этом методическом пособии устройств.

Сжатый газ получается с помощью различного типа компрессоров. Компрессоры низкого давления называют вентиляторами и применяют для перемещения и подачи газ (воздуха) в калориферы сушильных установок, воздухоподогреватели, топки, а также для преодоления сопротивления движению газов, чтобы обеспечить тягодутьевой режим в различных установках.

По принципу устройства и работы компрессоры делятся на две группы: объемные и лопаточные. Объемные компрессоры подразделяются на поршневые, винтовые, шестеренчатые и ротационные, а лопаточные – на центробежные и осевые.

В поршневых машинах сжатие газа происходит в результате уменьшения объема, в котором заключен газ, при возвратно−поступательном движении поршня.

Сжатие газа в ротационных машинах обусловлено уменьшением объема, в котором заключен газ, при вращении эксцентрично расположенного ротора.

В центробежных машинах сжатие газа происходит под действием инерционных сил, возникающих при вращении рабочего колеса.

В осевых машинах газ сжимается при движении его вдоль оси рабочего колеса и направляющего аппарата.

В химической промышленности применяют также струйные компрессоры и вакуум-насосы, по устройству подобные струйным насосам для перемещения жидкостей. В струйных компрессорах и вакуум-насосах отсасывание и сжатие газов осуществляется за счет кинетической энергии струи вспомогательной жидкости или пара.

Для практических расчетов наиболее удобны и надежны термодинамические диаграммы (рис. 1.14), которые строятся на основании опытных данных. На диаграммы нанесены параметры: температура T, давление P, энтальпия h, энтропия S, а также удельный объем v.

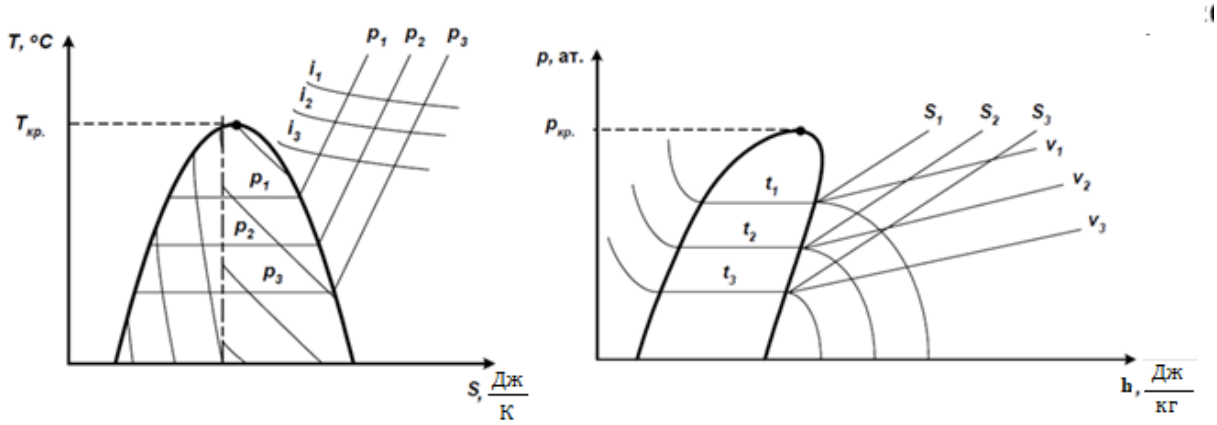


Рис. 1.14. Диаграммы T−S (температура − энтропия) и P−h (давление –энтальпия)

Несмотря на конструктивные различия термодинамические принципы их работы аналогичны между собой.

Задачей термодинамического анализа компрессора является определение работы, затрачиваемой на сжатие рабочего тела при заданных начальных и конечных параметрах.

Одноступенчатый поршневой компрессор

Так как термодинамические процессы, протекающие во всех компрессорах, идентичны, то ограничимся рассмотрением работы поршневого компрессора. На рис. 1.15 изображены принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и так называемая индикаторная диаграмма, которая показывает зависимость давления рабочего тела в цилиндре от хода поршня в течение одного оборота вала.

При движении поршня до точки 2 открывается клапан а и внутрь цилиндра поступает газ (линия 4–1), давление в цилиндре становится равным P_1. При обратном движении поршня клапан а закрывается и газ сжимается до давления P_2 по линии 1–2. При достижении давления P_2 клапан b открывается и газ с этим давлением нагнетается в сеть.

По своей сути работы сжатия и нагнетания являются отрицательными, а работа всасывания положительной. Поэтому, абсолютное значение работы. затраченной на сжатие 1 кг газа в компрессоре будет определено:

$$l = \int_{P_1}^{P_2} vdP + P_2v_2 - P_1v_1 \qquad (1.32)$$

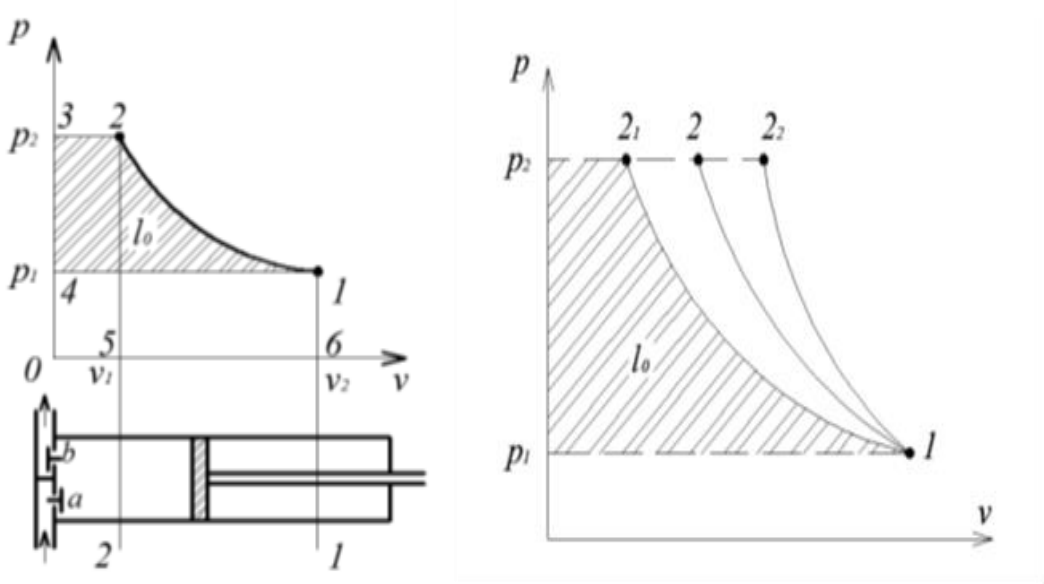


Рис. 1.15. Принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и индикаторная диаграмма

Конечное давление газа при сжатии зависит от условий теплообмена газа с окружающей средой. Теоретически возможны два предельных случая сжатия (рис. 1.16):

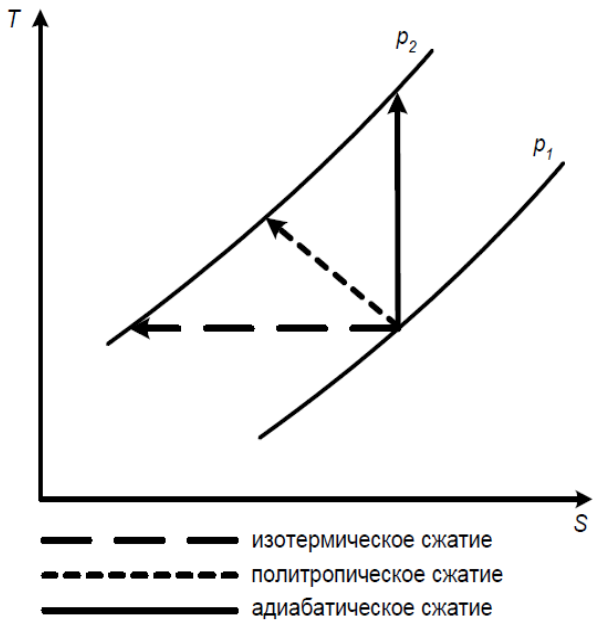


Рис.1.16. Виды сжатия газа в компрессоре

1. Все выделяющееся при сжатии тепло полностью отводится, и температура газа при сжатии остается неизменной (изотермический процесс), линия $1-2_1$ рис. 1.15;

2. Теплообмен газа с окружающей средой полностью отсутствует, и все выделяющееся при сжатии тепло затрачивается на увеличение внутренней энергии газа, повышая его температуру (адиабатический процесс), линия $1-2_2$.

В действительности сжатие газа лишь в большей или меньшей степени приближается к одному из этих теоретических процессов. При сжатии газа наряду с изменением его объема и давления происходит изменение температуры, и одновременно часть выделяющегося тепла отводится в окружающую среду. Такой процесс сжатия называется политропным – линия 1–2.

Площадь теоретической индикаторной диаграммы $P_1 12 P_2$, которая графически изображает круговой процесс, измеряет работу, расходуемую компрессором за один оборот его вала.

Как видно из диаграммы, наименьшая работа сжатия затрачивается в изотермическом процессе, следовательно, он самый экономически оправданный процесс, но при его осуществлении образуется теплота, которую необходимо отводить для совершения цикла. Для этих целей осуществляют водяное, масляное или воздушное охлаждение корпуса. Самым удобным с практической точки зрения является адиабатный процесс, осуществляемый без внешнего теплообмена с окружающей

средой, однако в нем затрачивается наибольшее количество работы. Поэтому, обычно в компрессорах осуществляется политропное сжатие с показателем политропы n = 1,2. И чем интенсивнее проходит процесс охлаждения корпуса и чем медленнее осуществляется ход поршня, тем ближе политропный процесс по затраченной работе приближается к изотермическому.

Работа сжатия и потребляемая мощность

Работу сжатия 1 кг газа можно посчитать по следующим уравнениям: в изотермическом процессе:

$$l_{изот} = P_1 V_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \tag{1.33}$$

в адиабатном процессе:

$$l_{ад} = \frac{1}{k-1}(P_2V_2 - P_1V_1) = \frac{k}{k-1}P_1V_1\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} - 1\right] \tag{1.34}$$

в политропном процессе:

$$l_{пол} = \frac{1}{n-1}(P_2V_2 - P_1V_1) = \frac{n}{n-1}P_1V_1\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{n}{n-1}} - 1\right], \tag{1.35}$$

где v_1 – удельный объем газа при всасывании, $k = C_p/C_v$ – показатель адиабаты (незначительно меняется с изменением температуры), n – показатель политропы, зависит от природы газа и условий теплообмена с окружающей средой, P_1, P_2 – начальное и конечное давление газа, C_p – теплоемкость при постоянном давлении; C_v – теплоемкость при постоянном объеме.

Теоретическая работа идеального компрессора минимальна. Действительную работу l реального компрессора находят делением идеальной работы l_o на произведение изотермического ($\eta_{из}$), адиабатного ($\eta_{ад}$) или политропного ($\eta_{пол}$) КПД на механический КПД ($\eta_{мех}$) и на КПД заполнения ($\eta_{заполн}$), учитывающий «вредное пространство» цилиндра.

При уменьшении производительности компрессора с увеличением давления сжатого воздуха и ухудшении при этом условий смазки из-за повышения температуры T_2 одноступенчатый компрессор становится непригодным для получения сжатого газа высокого давления.

Обычно одноступенчатые компрессоры применяют для получения сжатого газа давлением не выше 0,8−1 МПа. При необходимости иметь сжатый газ более высокого давления используют многоступенчатые компрессоры. Отношение давлений называют степень сжатия. Каждому типу компрессора соответствует своя величина допустимой степени сжатия в одной ступени:

- в поршневых компрессорах 5−6;
- в центробежных компрессорах 3,5−4;
- в осевых компрессорах 1,3−1,4.

Многоступенчатые поршневые компрессоры

В многоступенчатых компрессорах сжатие газов осуществляется последовательно в нескольких цилиндрах (до семи) с промежуточным охлаждением после каждого цилиндра в специальных холодильниках. В промежуточных холодильниках после каждого цилиндра газ охлаждают при постоянном давлении, равном давлению конечного сжатия в соответствующей ступени.

В многоступенчатых компрессорах сжатие газа осуществляют в нескольких последовательно соединенных цилиндрах с промежуточным охлаждением газа после каждого сжатия. Охлаждение газа после каждой ступени производится при постоянном давлении. Это позволяет приблизить процесс сжатия до изотермического и, следовательно, уменьшить работу на сжатие.

Многоступенчатое сжатие позволяет:

• снизить температуру газа в конце сжатия, применяя промежуточное охлаждение и обеспечить надежную эксплуатацию компрессора;

•понизить мощность, идущую на привод компрессора за счет работы, сэкономленной при охлаждении газа в холодильниках.

При расчете многоступенчатых компрессоров важно решить вопрос о распределении общего перепада давлений между ступенями. Степени повышения давления на каждой ступени выбирают одинаковыми для стабилизации работы компрессора.

На рис. 1.17 приведена схема трехступенчатого поршневого компрессора, а на рис. 1.18 − его индикаторная диаграмма.

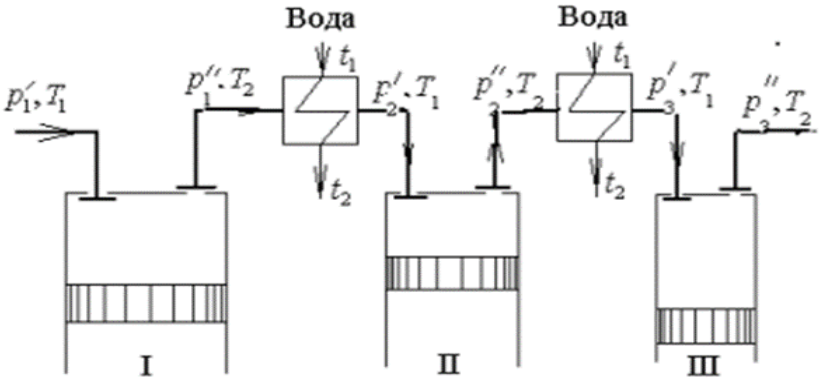


Рис. 1.17. Схема трехступенчатого поршневого компрессора

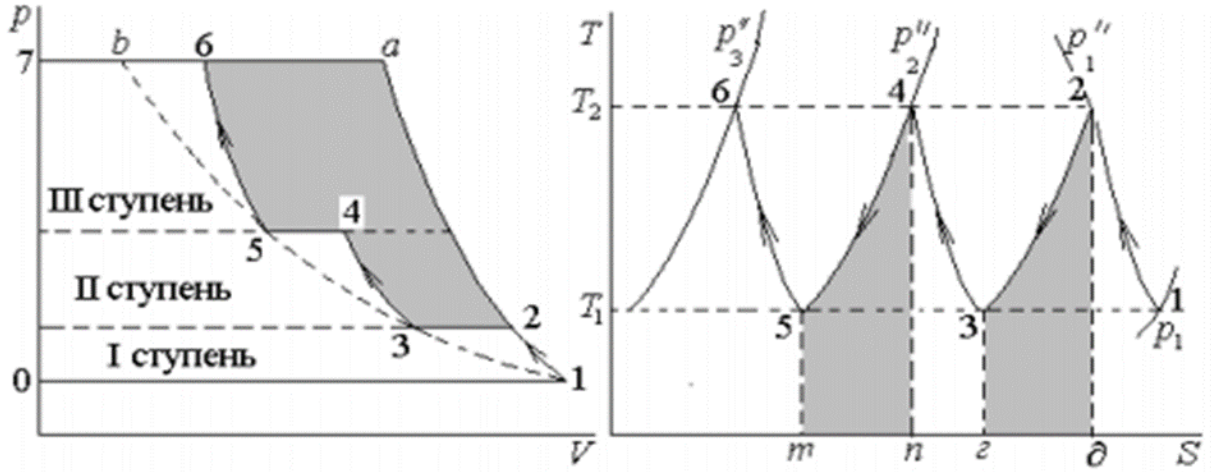


Рис. 1.18. Диаграммы P−V и T−S для сжатия трехступенчатого поршневого компрессора

Описание трехступенчатого сжатия поршневого компрессора на диаграммах P−V и T−S

Сжатие в первом цилиндре происходит по политропе (1−2) в охладителе, где он охлаждается (теоретически при постоянном давлении) до температуры T_1 (процесс 3−2). После охладителя газ поступает во вторую ступень и сжимается по политропе (3−4), затем охлаждается по изобаре (4−5) до температуры T_1, после чего следует сжатие в третьей ступени компрессора по политропе (5−6). Охлаждение газа во всех охладителях производится до одной и той же температуры, равной начальной T_1, поэтому температуры газа в точках 1,3,5 и 7 одинаковы и лежат на изотерме 1−3−5−b. При одинаковых отношениях давлений на всех ступенях ($P_2/P_1=P_4/P_3=P_6/P_5$), равенстве начальных температур (T_1) и равенстве показателей политропы n в уравнении состояния (PV^n=const) будут равны между собой и конечные температуры газа в отдельных ступенях компрессора: $T_2=T_4=T_6$.

Вся работа на привод трехступенчатого компрессора при политропном сжатии газа в каждой ступени численно равна площади 012345670. Если бы процесс сжатия газа от начального давления P_1 до конечного давления P_6 осуществлялся политропно в одну ступень, то работа на привод компрессора была бы численно равна площади 01a670. Ясно, что при переходе от одноступенчатого сжатия к трехступенчатому получается экономия работы, численно равная площади 23456a2 (выделенная площадь на P−V диаграмме).

Ступенчатое сжатие, таким образом, оказывается энергетически выгодным, к тому же оно приближает рабочий процесс к изотермическому.

На диаграмме T−S линии 1−2, 3−4 и 5−6 представляют политропные процессы сжатия в первом, втором и третьем цилиндрах компрессора, а линии 2−3 и 4−5 − процессы изобарного охлаждения газа соответственно в охладителях 1-й и 2-й ступеней.

Закрашенные площади под кривыми 2−3 и 4−5 определяют количество теплоты, отведенной из охладителей.

Расход воды, охлаждающий газ в холодильнике между ступенями и в рубашке цилиндра, определяется:

$$D_0 = \frac{Q}{4{,}19\Delta t}, \qquad (1.36)$$

где Q − отводимая теплота, кДж; Δt − подогрев охлаждающей воды,°С.

Мощность, потребляемая компрессором при его часовой производительности m кг/ч, равна:

$$N = \frac{ml}{3600} \qquad (1.37)$$

Для оценки степени совершенства реальных компрессорных машин их сравнивают с идеальными. При этом для охлаждаемых компрессоров вводится изотермический КПД, для неохлаждаемых машин − адиабатический КПД.

$$\eta_{из} = \frac{l_{из}}{l_д} = \frac{N_{из}}{N_д};\ \eta_{ад} = \frac{l_{ад}}{l_q} = \frac{N_{ад}}{N_д} \qquad (1.38)$$

Формула для определения эффективной мощности в политропном процессе с учетом потерь на трение, влияния вредного пространства, а также уменьшения подачи из-за нагрева газа имеет вид:

$$N = \frac{ml_n}{\eta_n \eta_м \eta_{нач}}, \qquad (1.39)$$

где m − производительность компрессора; l_n − работа политропного сжатия; КПД при политропном сжатии; механический КПД.

Произведение изотермического, адиабатического или политропного КПД на механический КПД и КПД заполнения называют эффективным КПД компрессора $\eta_{эф}$. Значение $\eta_{пол}$ близко к 0,9, $\eta_{мех}$ примерно равно 0,8, а $\eta_{заполн} \approx 0{,}85$, так что $\eta_{эф}$ реального компрессора составляет около 0,6. Мощность двигателя компрессора равна действительной (фактической) работе компрессора, умноженной на его производительность.

ГЛАВА 2. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОСИЛОВЫХ, ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК

До настоящего времени предприятия химической промышленности являются большими потребителями первичных энергоресурсов (топлива, теплоты, холода и электроэнергии), получаемых со стороны. Рассмотрим разновидности теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок, циклы, по которым они работают.

2.1. Теплосиловые установки

Теплосиловые установки – это тепловые двигатели, предназначенные для преобразования теплоты в механическую работу и электрическую энергию. Преобразование теплоты в механическую и электрическую энергию в теплосиловых установках основано на способности газо- или парообразного тела совершать механическую работу при изменении его объема. При этом рабочее тело (газ или пар) должно совершить замкнутую последовательность термодинамических процессов (цикл). В результате такого цикла от одного или нескольких источников теплоты отбирается определенное количество теплоты $Q_1=Q_{гор}$ и одному или нескольким источникам теплоты отдается количество теплоты $Q_2=Q_{хол}$, меньшее, чем Q_1; при этом разность $Q_1 - Q_2$ превращается в механическую работу $L_{пол.}$ рис. 2.1. Отношение полученной работы к затраченной теплоте называется термическим КПД этого цикла.

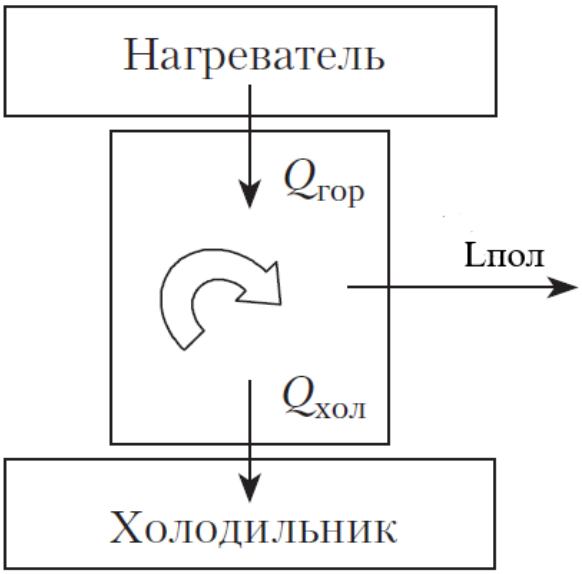


Рис. 2.1. Схема теплосиловой установки

Теплосиловые установки (ТСУ) в зависимости от вида рабочего тела и работ, совершаемых в установках, подразделяются на ТСУ закрытого типа и открытого типа.

В закрытой ТСУ химическая энергия топлива (угля, нефти, газа) после горения преобразуется во внутреннюю энергию продуктов сгорания, она передается теплопередачей рабочему телу (чаще воде и водяному пару), который расширяется в турбине, совершая полезную работу, т.е. происходит преобразование внутренней энергия рабочего тела в механическую энергию, происходит охлаждение и снижения давления. Далее рабочее тело проходит насос, в котором его параметры приобретают начальное состояние. Итак, в закрытой ТСУ рабочее тело, пройдя ряд процессов, возвращается в первоначальное состояние − т.е. совершает

полный цикл. Так работает паросиловая или паротурбинная установка (ПТУ) рис. 2.2.

На рисунке ПК – паровой котел; Т – паровая турбина; ЭГ – электрогенератор; К – конденсатор; Н – насос

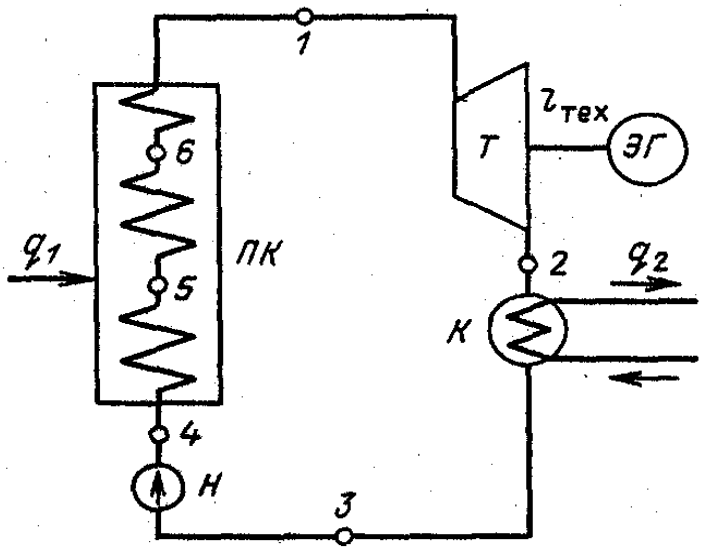


Рис. 2.2. Схема паросиловой (паротурбинной) установки (ПТУ)

В открытой ТСУ сами продукты сгорания служат рабочим телом, которое не осуществляет кругового процесса, а после совершения работы в турбине или поршневом двигателе отводится в окружающую среду в виде выхлопных (уходящих) газов. По такому циклу работают газотурбинные установки (ГТУ), рис. 2.3, и двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

В камеру сгорания ГТУ подается топливо (природный газ или мазут) и сжатый в компрессоре до нескольких Мн/м^2 воздух. Сгорание топлива ведется при больших коэффициентах избытка воздуха (2−4), что снижает температуру продуктов сгорания, которые направляются в газовую турбину. После турбины продукты сгорания либо отдают в регенераторе часть своей теплоты воздуху, направляемому в камеру сгорания, либо (в упрощенных схемах) сбрасываются в дымовую трубу. Механическая энергия ротора турбины в электромеханическом генераторе превращается в электрическую энергию и частично расходуется на привод компрессора.

По назначению ГТУ разделяются на энергетические − для привода электрогенератора и в качестве пиковых электростанций для покрытия нагрузок в часы «пик»; приводные − для привода компрессоров газоперекачивающих станций, металлургических и химических производств, насосов пожаротушения и перекачки нефти и т.д., транспортные − в качестве двигателей в авиации, водном, железнодорожном и автомобильном транспорте.

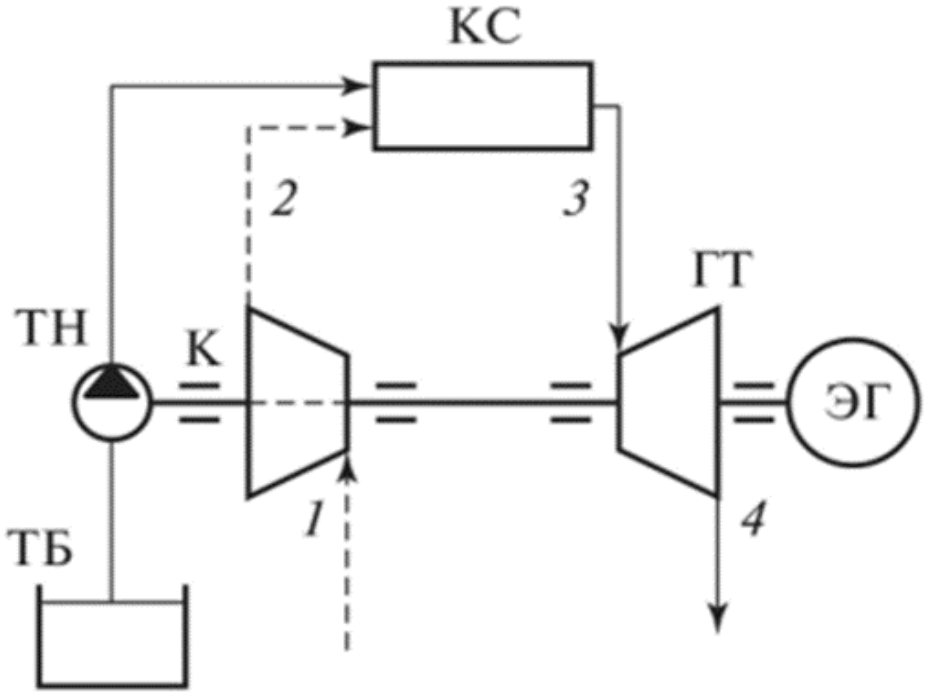


Рис. 2.3. Схема ГТУ:
КС − камера сгорания; ГТ − газовая турбина; К − компрессор; ТН − топливный насос; ТБ − топливный бак

В ДВС рабочим телом служат продукты сгорания топлива. В рабочем цилиндре ДВС осуществляются все процессы, необходимые для преобразования теплоты в механическую энергию: в цилиндр засасывается топливовоздушная смесь; здесь же эта смесь сгорает; образовавшиеся продукты сгорания, расширяясь, совершают полезную работу, отдаваемую через поршень внешним механическим устройствам; продукты сгорания поршнем же выталкиваются из цилиндра в атмосферу. Различие ДВС прежде всего определяется разными термодинамическими циклами и, как следствие, проявляется в различном конструктивном оформлении.

В газовых циклах ГТУ и ДВС − рабочее тело (газ) находится в одном и том же агрегатном состоянии, причем в области параметров, далеко от прямой насыщения (невысокие давления и температуры, превышающие критическую температуру). Такое рабочее тело можно рассматривать как идеальный газ.

В паровых циклах ПТУ − агрегатное состояние рабочего тела меняется (жидкость, влажный пар, перегретый пар) и к нему нельзя применять законы идеальных газов

Теплосиловые установки используются как источники энергии для компрессоров, вакуум-насосов, вентиляторов и газодувок, насосов для перемещения жидкостей, для приведения в действие дробилок и других измельчителей, а также для производства электроэнергии и теплоты для обогрева, для получения водяного пара различных параметров.

2.2. Холодильные установки

Газовая, нефтяная и химическая промышленность является одним из наиболее крупных потребителей искусственного холода. В химической промышленности холод применяется в самых различных производствах: получение связанного азота (азотной кислоты, аммиака, азотных удобрений), этилена, синтетического каучука, пластмасс, фармацевтических и биохимических продуктов. Без охлаждения все эти технологии просто не могли бы существовать.

В связи с этим обоснованный выбор производительности и режимных параметров, а также схемных решений холодильных станций имеет важное значение. Технологические особенности предприятий нефтяной, газовой и химической промышленности обусловливают специфику холодильного оборудования: холодильные машины должны иметь большую производительность (десятки тысяч киловатт); высокую степень надежности; автоматическое поддержание заданных параметров, включая регулирование производительности; достаточно большой ресурс работы; использование энергетических ресурсов производства, в том числе низкопотенциальных; применение недорогих рабочих веществ, особенно основных и побочных продуктов производства.

Назначение холодильных машин – отбирать тепло от охлаждаемого объекта и возвращать его более теплой окружающей среде.

Холодильная машина представляет собой замкнутую систему, внутри которой циркулирует рабочее тело, называемое холодильным агентом или хладагентом. Чтобы перенести тепло, необходимо затратить внешнюю энергию на сжатие хладагента. Работа сжатия в холодильных машинах всегда больше работы расширения.

Итак, тепло будет забираться у холодного источника Qхол и передаваться более нагретому (окружающей среде). Это противоречит 2 закону термодинамики. Чтобы передать тепло от менее нагретого, более нагретому телу, нужно подвести работу: Qхол+Lпол=Qгор (рис. 2.4)

Обратный цикл представляет собой цикл холодильной установки.

Все холодильные установки классифицируют по различным принципам. Уровень достигаемой температуры: умеренного холода до (−120 °С); глубокого холода ниже (−200 °С).

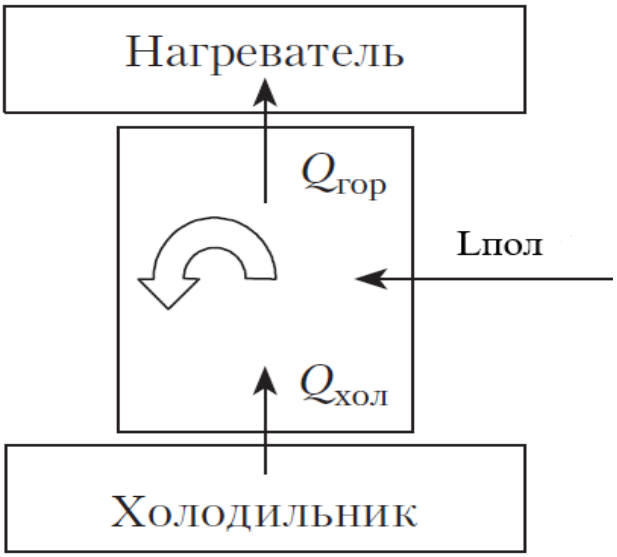


Рис. 2.4. Схема холодильной установки

2.2.1. Холодильные установки умеренного охлаждения

Холодильные установки классифицируют:

По виду хладагентов:

- газовые холодильные установки, в которых хладагент − воздух, находится в состоянии, далеком от линии насыщения;
- паровые холодильные установки, в которых в качестве хладагентов используются пары различных веществ.

Холодильные машины по принципу получения холода делятся на две группы:

- работа одной из них связана с затратой механической энергии;
- другой – с затратой тепла.

К первой группе относятся наиболее распространенные в современной технике компрессионные холодильные машины, ко второй – абсорбционные и пароэжекторные.

Принцип работы компрессионных машин основан на сжатии хладагентов компрессором для их конденсации, рис. 2.5, в абсорбционных машинах хладагенты поглощаются особыми веществами – абсорбентами с последующим их выпариванием при более высоком давлении, соответствующем давлению конденсации рис. 2.6, б.

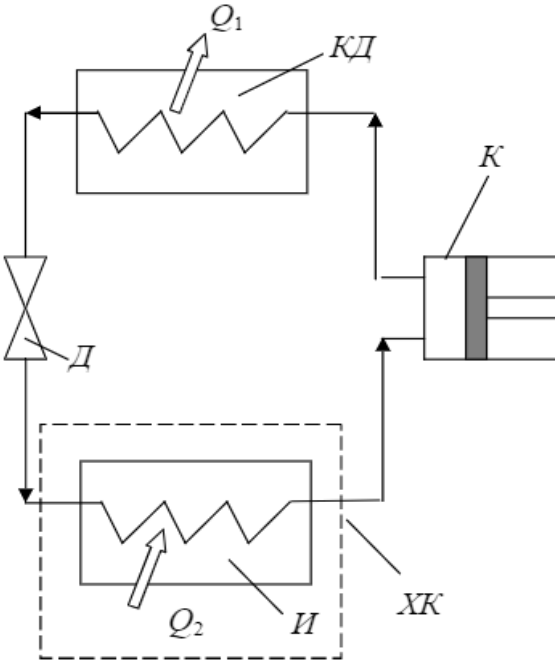


Рис. 2.5. Схема парокомпрессионной холодильной установки:
И − испарителя; К − компрессор; КД − конденсатора; Д − дроссельного вентиля

В парокомпрессионных холодильных установках рабочим телом являются пары веществ − аммиака, углекислоты, сернистого ангидрида, фреонов (фторпроизводных углеводородов), т.е. низкокипящие жидкости.

Компрессор всасывает из морозильной камеры (испарителя) пары хладагента, сжимает их, при этом повышается давление и температура. Хладагент переходит из состояния насыщенного пара в перегретое состояние. В конденсаторе происходит сначала охлаждение и затем конденсация хладагента, переход его от перегретого пара в жидкое состояние, а теплота конденсации отдается в окружающую среду. В дроссельном вентиле хладагент дросселируется с превращением жидкости во влажный насыщенный пар. В испарителе влажный пар хладагента принимает теплоту и испаряется.

Холодильная установка оценивается холодильным коэффициентом

$$\varepsilon = \frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} \qquad (2.1)$$

Газовые холодильные машины чаще всего используют воздух в качестве рабочего тела и поэтому обычно называются воздушными. Эта машина отличается от парокомпрессионных тем, что весь цикл происходит в газовой фазе (т. е. без изменения агрегатного состояния рабочего тела). Вместо дроссельного вентиля используется турбина (детандер), совершающая работу и находящаяся на одном валу с компрессором, что позволяет снизить мощность привода компрессора и обеспечивать более

глубокое охлаждение воздуха при расширении по сравнению с адиабатным дросселированием (рис. 2.6).

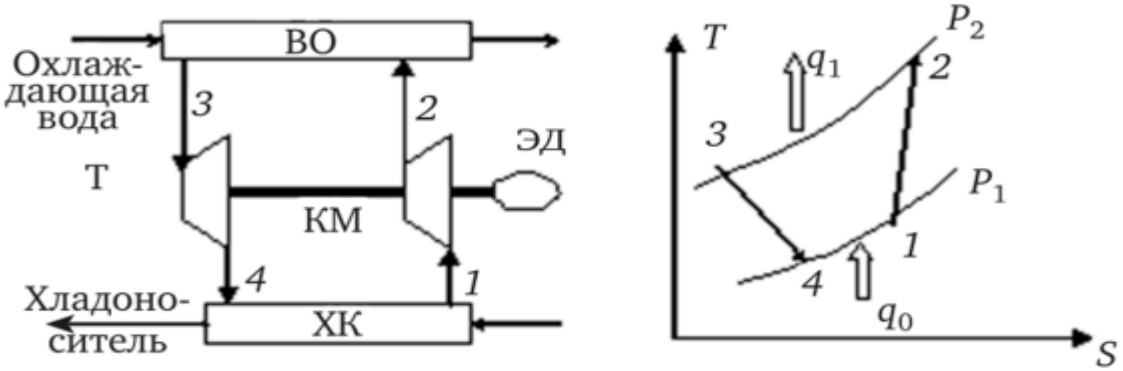


Рис. 2.6. Схема и термодинамический цикл воздушной холодильной установки
КМ − компрессор; ВО − воздухоохладитель; Т − турбодетандер; ХК − холодильная камера

Принцип работы такой машины становится понятен при рассмотрении термодинамических процессов рабочего тела в диаграмме Т−S.

Около 20% искусственного холода в химической промышленности затрачивается на охлаждение воды. Для этой цели обычно широко применяют теплоиспользующие абсорбционные либо пароэжекторные холодильные машины. По данным технико−экономического анализа, затраты на создание пароэжекторных в 7,5 раза и абсорбционных бромистолитиевых установок в 2 раза меньше, чем затраты на создание парокомпрессионных холодильных установок с центробежными компрессорами.

В пароэжекторной водяной холодильной машине испарение воды происходит при низком давлении, создаваемом струйным аппаратом – паровым эжектором рис. 2.7, а.

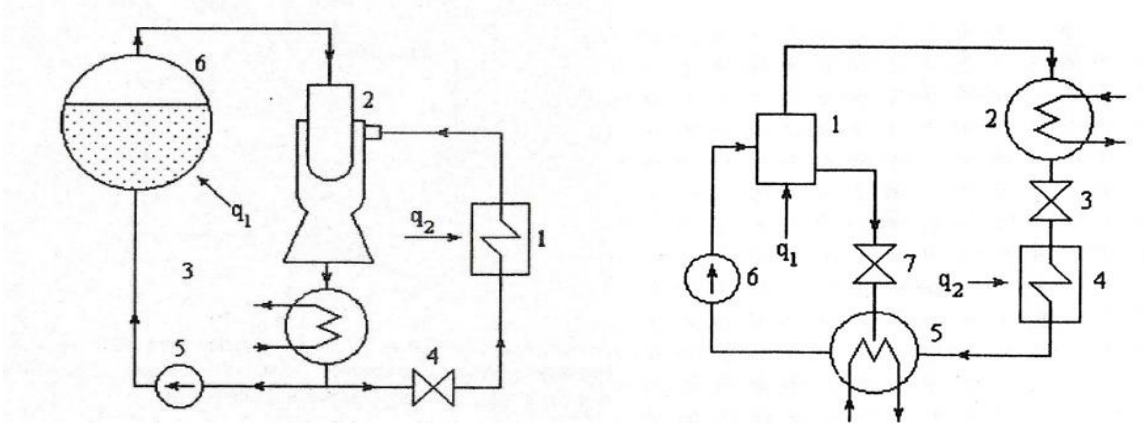


Рис. 2.7. Схемы холодильных установок:
а − пароэжекторная установка, б −абсорбционная установка

Основное отличие пароэжекторной установки от парокомпрессионной состоит в том, что сжатие пара осуществляется менее громоздким и не требующем больших затрат паровым эжектором 2 рис. 2.7, а. Такое возможно, когда нет необходимости в низких температурах. Итак, 1 − испаритель; 2 − эжектор; 3 − конденсатор; 4 − дроссельный вентиль; 5 −

насос; 6 − паровой котел. Если для привода компрессора необходима механическая энергия (от электрического или другого двигателя), то для сжатия пара с помощью эжектора − кинетическая энергия пара, образовавшегося в котле.

Холодильный эффект в установках абсорбционного типа, рис. 2.6, б, получается не за счет затраты энергии в форме механической работы, а за счет энергии в форме теплоты. Для абсорбционной установки подбираются две жидкости, которые полностью растворяются друг в друге и имеют разные температуры кипения. Процесс поглощения всей массы одного тела другим называется абсорбцией. При этом легкокипящая жидкость используется как холодильный агент; а жидкость с более высокой температурой кипения − как абсорбент. Наиболее распространенными источниками рабочего пара для абсорбционных систем являются: вода − рабочая жидкость и литий бромид − абсорбент; аммиак − рабочая жидкость и вода − абсорбент.

Температура кипения абсорбента должна быть значительно выше температуры кипения холодильного агента при одинаковом давлении. Процессы абсорбции (поглощения) холодильным агентом сопровождаются выделением теплоты. Эту теплоту надо отводить, чтобы процессы абсорбции не затормаживались, так как они протекают активнее при пониженных температурах.

В парогенераторе 1 в результате подвода теплоты q_1 холодильный агент выпаривается из абсорбента в виде почти сухого насыщенного пара. В конденсаторе 2 он полностью конденсируется, отдавая теплоту парообразования охлаждающей воде. В дроссельном вентиле 3 холодильный агент (аммиак) дросселируется, что сопровождается уменьшением давления и температуры и увеличением объема. В теплообменнике 4 происходит передача холодильному агенту теплоты q_2 от охлаждающих тел. В абсорбере 5 происходит соединение холодильного агента с абсорбентом (аммиака с водой), поступающим через дроссельный вентиль 7. Полученная смесь насосом 6 направляется в парогенератор 1. Термодинамически эти установки менее совершенны, чем паровые, однако они значительно проще по конструкции (ввиду отсутствия компрессора), дешевле, более надежны в работе и поэтому получили достаточно широкое распространение.

Для получения холода применяют также газовые холодильные машины, роль хладагента в которых выполняет воздух. Такие машины входят в состав установок по получению азота, кислорода и аргона из воздуха.

Все холодильные установки работают по обратному циклу (на диаграммах – в направлении против часовой стрелки). Эффективность холодильного цикла определяется количеством теплоты, отведенным от охлаждаемого тела, и работой, затраченной на это охлаждение. Выражение:

$\varepsilon = Q_{хол}/L_{пол} = Q_{хол}/(Q_{гор} - Q_{хол})$, называется холодильным коэффициентом цикла.

В отличие от термического КПД прямого цикла η, который всегда меньше единицы, коэффициент обратного цикла может быть больше, меньше или равным единице.

При использовании установок умеренного холода ставится лишь одна технологическая задача – создание и поддержание низкой температуры в холодильной камере. В ней химики-технологи реализуют необходимые им процессы химических и фазовых превращений (например, экзотермические реакции). Этим требованиям наиболее полно соответствуют холодильные парокомпрессионные машины с винтовыми и центробежными компрессорами, а также абсорбционные и пароэжекторные машины, использующие вторичные энергоресурсы и тепловую энергию технологических процессов производств.

При наличии отработавших горячих газов в качестве приводов компрессоров холодильных установок применяют газовые турбины и двигатели внутреннего сгорания.

2.2.2. Холодильные установки для глубокого охлаждения

Установки глубокого холода предназначены для производства жидкой фазы из газообразной. Установки ожижения воздуха позволяют получить жидкую фазу, которая далее идет на разделение с целью получения чистого кислорода и азота и комплекта инертных газов. Первый предназначен для металлургических процессов, второй – для производства азотной кислоты. Природный газ также сжижают с целью отделения гелия и для дальнейшей транспортировки в жидком состоянии.

Получение низких температур основано на двух методах: эффект Джоуля − Томсона (дросселирование), метод Линдэ; эффект расширения рабочего тела за счет внутренней энергии с отдачей работы − метод Клода.

Метод Линдэ предусматривает сжатие газа (воздуха) до 200 атм в компрессоре с большим числом ступеней, охлаждением в теплообменнике и дросселированием с понижением температуры, рис. 2.8.

Установка состоит из компрессора, регенеративного теплообменника(холодильника), дроссельного вентиля и сосуда для сбора сжиженного воздуха.

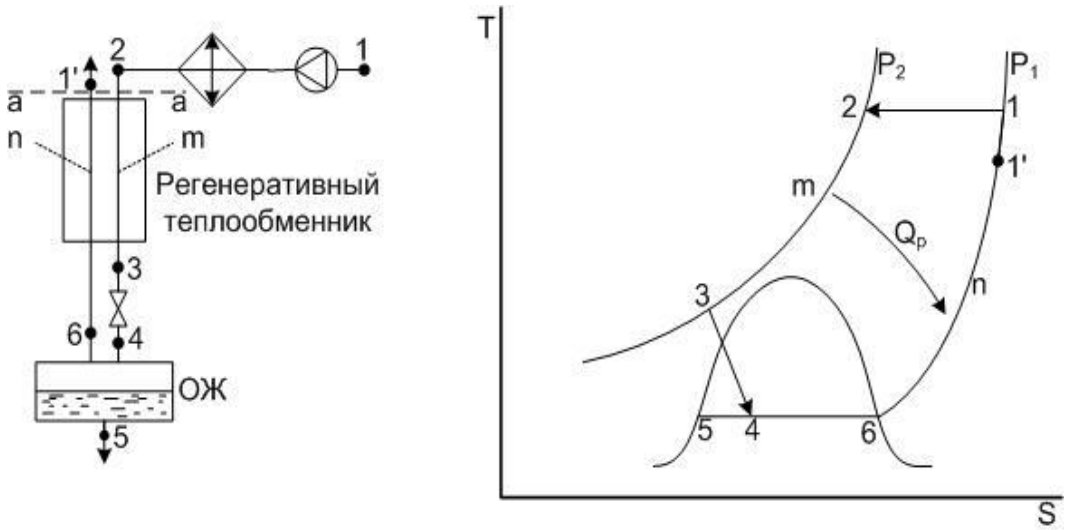


Рис. 2.8. Холодильная установка и T−S диаграмма цикла по методу Линдэ

Метод Клода стал возможен при использовании детандера – машины, работающей на сжатом воздухе. Понижение температуры будет достигнуто в том случае, когда расширение происходит адиабатно. Поэтому детандеры снабжаются тщательной теплоизоляцией, с тем, чтобы процесс расширения был по возможности близок к адиабатному. Работа расширения в детандере происходит за счет внутренней энергии самого воздуха. Детандеры подразделяются на поршневые и турбинные. Принципиальная схема поршневого детандера сходна со схемой поршневого двигателя, а схема турбодетандера – со схемой турбины.

Холодильные установки, работающие по методу Клода, в зависимости от давления в системе различаются: на установки высокого (20 МПа) давления, рис. 2.9, а), среднего (4−6 МПа), рис. 2.9, б) и низкого (0,6 МПа) давлений, рис. 2.9, в).

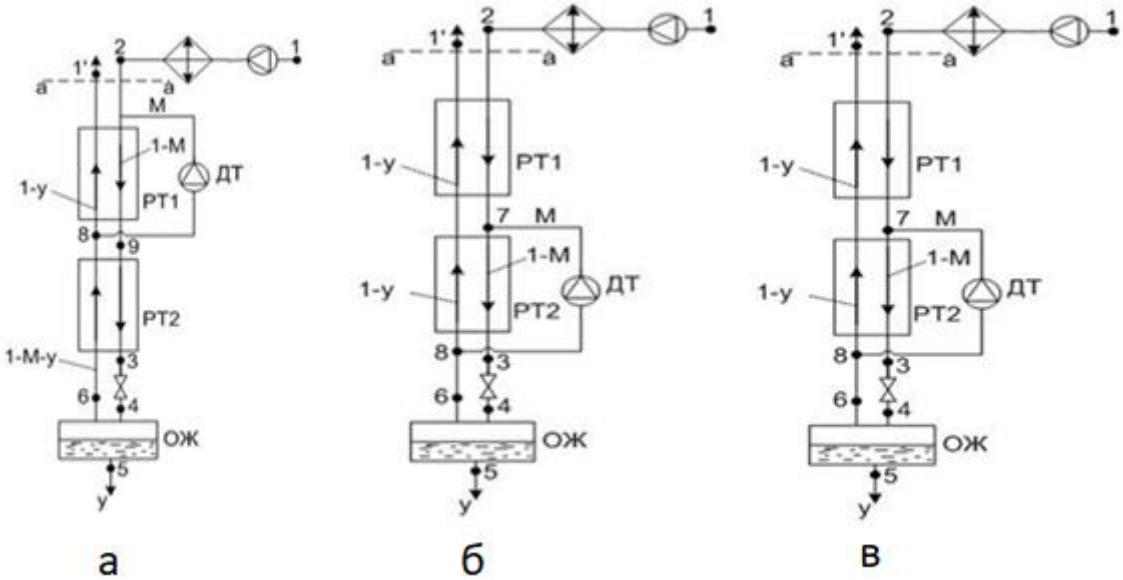


Рис. 2.9. Холодильные установки глубокого охлаждения по методу Клода:
а − цикл Гейландта (P=20 МПа); б − цикл Клода (P=6 МПа); в − цикл Капицы (P=0,6 МПа)

Низкое давление стало возможным после изобретения Капицы турбокомпрессора и турбодетандера.

Понятно, что с точки зрения термодинамики детандерный ожижитель является более совершенным и эффективным аппаратом, чем ожижитель Линде, и требует лишь одного рабочего тела, хотя введение детандера несколько усложняет установку и увеличивает ее габаритные размеры.

Холодильные установки, работающие по циклу Капицы, имеют ряд преимуществ: используется меньшая степень повышения давления, что приводит к меньшей удельной металлоемкости оборудования; может перерабатывать большие объемы воздуха в количестве более 100000 $м^3$/ч; отличается высокой производительностью.

2.3. Теплонасосные установки. Тепловые насосы

Термодинамически тепловой насос представляет собой обращенную холодильную машину и, по аналогии, содержит испаритель, конденсатор и контур, осуществляющий термодинамический цикл. Если в холодильной машине основная цель − производство холода путем отбора теплоты из какого-либо объема испарителем, а конденсатор осуществляет сброс теплоты в окружающую среду, то в тепловом насосе картина обратная. Конденсатор является теплообменным аппаратом, выделяющим теплоту для потребителя, а испаритель − теплообменным аппаратом, утилизирующим низкопотенциальную теплоту: вторичные энергетические ресурсы. Тепловой насос требует затраты работы для отбора теплоты при низкой температуре и отдачи ее при более высокой.

Тепловой насос − это устройство, в котором происходит перенос тепловой энергии от источника низкого потенциала (окружающая среда) к источнику более высокого потенциала (потребителю). В настоящее время все больше внимание обращено к тепловым насосам, которые применяются в большей мере для нагревания, отопления и кондиционирования технологических объектов, процессов, помещений за счет использования низкопотенциальных источников тепла (отработанный пар, воздух, вода).

В практической деятельности в качестве тепловых насосов задействуют модернизированные холодильные машины. В чем различие холодильных машин и тепловых насосов?

Холодильная машина отбирает теплоту из ограниченного пространства, в котором требуется создать или поддерживать низкую температуру, и сбрасывает отработанную теплоту и механическую работу в окружающую среду (неограниченное пространство). Тепловой насос отбирает теплоту из неограниченного пространства (например, из окружающей среды) и передает (или перекачивает ее и добавочное количество механической работы) в ограниченное помещение, где необходимо поддерживать постоянную более высокую температуру. Таким

образом, тепловой насос отличается от холодильной машины лишь назначением и рабочими температурными уровнями. На рис. 2.10 для лучшего наглядного представления об отличии теплового насоса и холодильной установки, приведены схемы потоков энергии, здесь же показана схема и теплосиловой установки.

Итак, в теплосиловой установке (а) − теплота передается от источника, имеющего температуру, значительно выше температуры окружающей среды рабочему телу, которая совершает работу (расширения) и часть теплоты отводится в окружающую среду, имеющую температуру равную температуре окружающей среды.

В холодильной установке (б) −теплота передается от камеры (от закрытой системы, ограниченного пространства), имеющей температуру ниже, чем температура окружающей среды, в окружающую среду с температурой окружающей среды (в безграничное пространство) за счет подвода работы (механические компрессоры) или дополнительного тепла (термокомпрессия).

В теплонасосной установке (в) − теплота из окружающей среды (из безграничного пространства) при температуре окружающей среды передается в ограниченное пространство (помещение, аппарат и т.д.), в котором температура выше, чем температура окружающей среды за счет подвода работы (механические компрессоры) или дополнительного тепла (термокомпрессия).

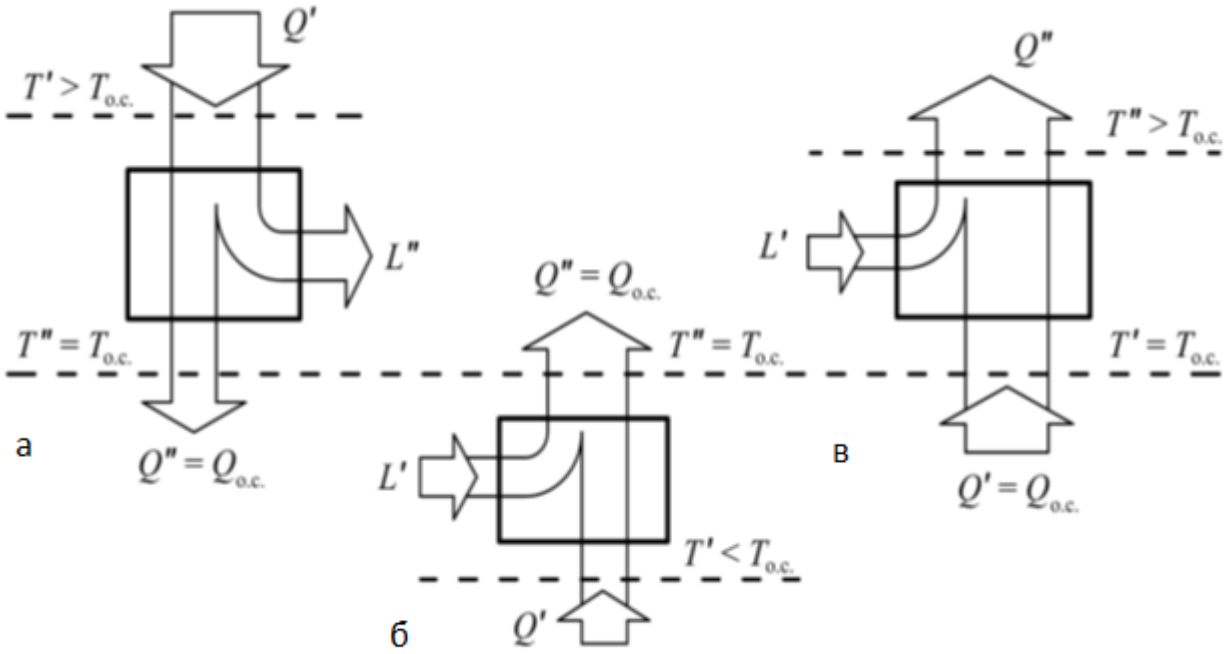


Рис. 2.10. Схемы потоков энергии установок:
а − теплосиловой; б − холодильной; *в* − теплонасосной

Как следует из рис. 2.10, в теплосиловых установках к рабочему телу подводится теплота высокого потенциала (при высоких температуре и

давлении рабочего тела), которая преобразуется в работу и теплоту низкого потенциала ($T_{о.с}$). В тепловых насосах к рабочему телу подводится низкопотенциальная (на нижнем температурном уровне цикла) теплота, которая с затратой необходимой работы преобразуется в теплоту более высокой температуры.

Как и в холодильных установках, в тепловых насосах в качестве рабочего тела используют хладагенты. К числу наиболее распространенных хладагентов относятся аммиак и фреоны − фторхлорзамещенные производные метана и этана. В тепловых насосах с поршневыми компрессорами применяют фреон-12 и бромированный фреон Ф-12В1, который физиологически безвреден и не взрывоопасен. В турбокомпрессорных тепловых насосах большой теплопроизводительности применяют фреоны-11, 12 и 113. Наряду с чистыми рабочими телами применяют также и смеси рабочих тел, как, например, фреоны-142, 11, 12 и др.

Разработанные в настоящее время теплонасосные установки (ТНУ) по принципу действия подразделяются на компрессионные; сорбционные и термоэлектрические.

В компрессионных ТНУ повышение температурного уровня отбираемой рабочим агентом низкотемпературной теплоты различных сред производится механическим сжатием рабочего агента в компрессоре. От вида рабочего агента известны воздушно- и парокомпрессионные ТНУ.

В сорбционных ТНУ повышение температурного уровня отбираемой рабочим агентом низкотемпературной теплоты различных сред осуществляется за счет термохимических реакций поглощения (сорбции) рабочего агента соответствующим сорбентом при низких температурах, а затем выделении (десорбции) рабочего агента при подводе внешней энергии в виде дополнительной теплоты на более высоком температурном уровне. В зависимости от вида термохимических реакций различают абсорбционные и адсорбционные установки. В первых процесс сорбции осуществляется во всем объеме абсорбента (на границе жидкой и паровой фаз), во втором − на поверхности адсорбента, находящегося, как правило, в твердой фазе (лед). Термоэлектрические ТНУ основаны на эффекте Пельте, заключающемся в том, что если через разнородные и соединенные друг с другом металлы пропускать постоянный электрический ток, то при направлении его от положительного проводника к отрицательному в месте контакта (спая) происходит выделение теплоты, а при обратном направлении тока (на другом спае) −поглощение низкотемпературной теплоты различных сред. От мощности тока, подводимой к проводникам, изменяется и температурный уровень выделяемой теплоты. На этом принципе устроены полупроводниковые ТНУ.

В химической технологии наибольшее применение нашли тепловые насосы в таких энергоемких процессах, как дистилляция, ректификация,

выпаривание, сушка. Среди многообразия видов тепловых насосов, для этих технологий, лучшие показатели по эффективности использования имели парокомпрессионные тепловые насосы, с турбокомпрессором и инжектором. Главное достоинство парокомпрессионных тепловых насосов − это их самая высокая эффективность среди современных тепловых насосов. Соотношение подведенной извне и перекаченной энергии у них может достигать 1:3, т.е. на каждый Джоуль подведенной энергии из зоны охлаждения будет откачано 3 Дж тепла. При этом компрессор может стоять отдельно, и выработанное им тепло необязательно отводить во внешнюю среду.

Недостатки парокомпрессионных тепловых насосов − наличие компрессора, создающего шум и подверженного износу и необходимость использования специального хладагента, и соблюдение абсолютной герметичности на всем его рабочем пути.

И все-таки в силу своей высокой эффективности именно парокомпрессионные тепловые насосы получили практически повсеместное распространение, вытеснив все остальные.

Схемы тепловых насосов мало чем отличаются от схем холодильных установок по умеренному охлаждению. На рис. 2.11 рассмотрим схему парокомпрессионного теплового насоса с газотурбинной установкой как пример хорошо организованного процесса утилизации вторичного энергоресурса (ВЭР) − выхлопных газов после газовой турбины и нагревание воды в тепловом насосе. Нагретая до 60 ^{o}C вода поступает в тепловой насос, нагревается в нем до 80 ^{o}C и, затем поступает в котел утилизатор, в котором за счет теплоты отходящих газов повышает свою температуру до технологических параметров. Применение этого насоса позволяет экономить топливо.

2.3.1. Работа парокомпрессионного теплового насоса (ПНТ)

В компрессоре происходит сжатие рабочего тела (холодильного агента) с повышением его температуры. В конденсаторе происходит конденсация холодильного агента. Выделяющаяся при этом теплота передается подогреваемой воде. В дроссельном вентиле конденсат хладагента дросселируется с понижением его температуры и давления. В испарителе температура хладагента повышается за счет подвода низкопотенциальной теплоты (в данном случае 35^{0}C) и происходит испарение хладагента.

Энергетическая эффективность теплового насоса оценивается коэффициентом преобразования (использования) теплоты.

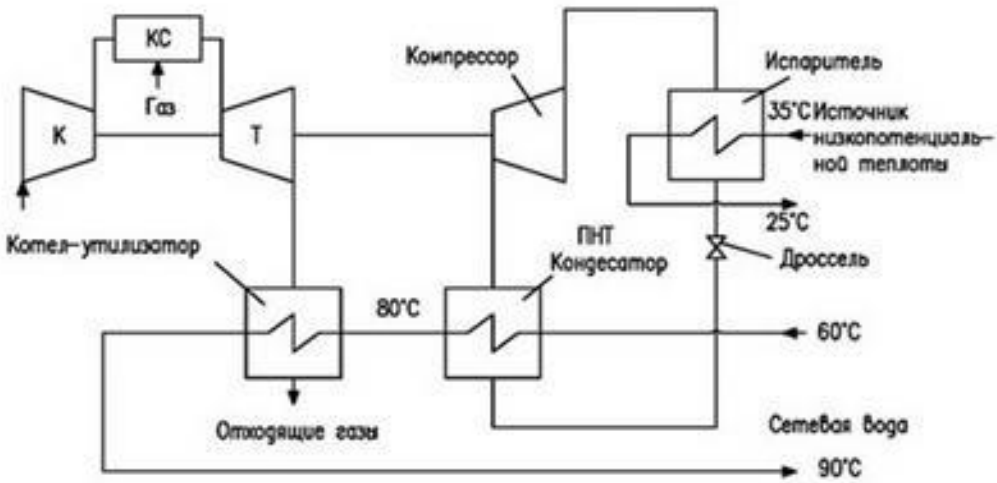


Рис. 2.11. Принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса (ПНТ) с газотурбинной установкой:
К − компрессор; Т − газовая турбина; КС − камера сгорания

ГЛАВА 3. ПРЯМЫЕ И ОБРАТНЫЕ ЦИКЛЫ

Последовательный ряд термодинамических процессов, в которых рабочее тело претерпевает изменение и в результате возвращается в первоначальное состояние, называется круговым процессом или циклом. Круговые процессы, или циклы, необходимы для непрерывного получения механической работы (в тепловом двигателе) или непрерывного переноса теплоты от менее нагретого тела к более нагретому (в холодильной установке).

Циклы подразделяются на прямые и обратные. Прямыми называют циклы, в которых теплота преобразуется в работу, обратными – в которых теплота передается от более холодного тела к более нагретому.

Прямые циклы изображаются в диаграммах линиями, идущими по часовой стрелке (по таким циклам работают теплосиловые установки), обратные циклы – линиями, идущими против часовой стрелки (по таким циклам работают холодильные машины и тепловые насосы).

3.1. Прямой цикл

Рассмотрим систему, состоящую из двух источников теплоты и рабочего тела. При изучении идеальных циклов процесс подвода теплоты рассматривается без изменения химического состава рабочего тела. В большинстве реально существующих двигателей теплота подводится в процессе сгорания топлива. Процесс отвода теплоты рассматривается как передача теплоты к источнику с низкой температурой. В реальных двигателях теплота может отводиться вместе с выпуском отработавшего рабочего тела (пара или газа) в атмосферу. В P−V-диаграмме прямой цикл изображается так, как показано на рис. 3.1.

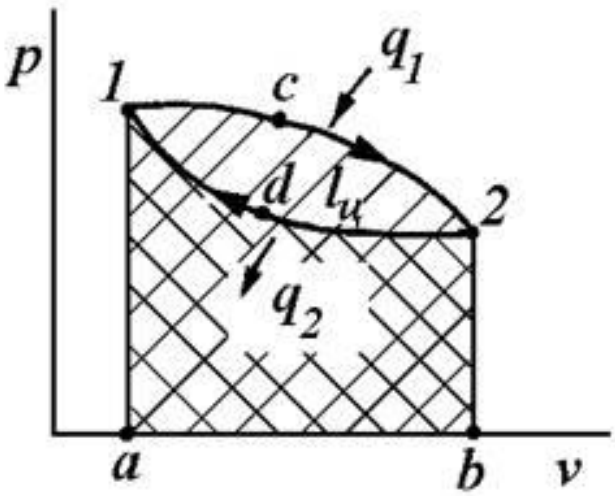


Рис. 3.1. Прямой цикл

Если от более нагретого источника теплоты к рабочему телу подвести теплоту q_1, то состояние рабочего тела меняется, происходит расширение по линии 1–c–2. Полезную работу, совершенную в процессе расширения 1–c–2, можно определить площадью 1–c–2–b–a–1.

В процессе 2–d–1 рабочее тело взаимодействует с источником низких температур. При этом происходит отвод теплоты q_2 от рабочего тела и его сжатие. В процессе сжатия затрачивается работа, величина которой равна площади a–1–d–2–b–a. Из диаграммы видно, что работа расширения больше работы сжатия. Полезная работа равна разности работ расширения и сжатия:

$$l_ц = l_р - l_{сж} \tag{3.1}$$

В результате совершения такого цикла получается полезная работа, которую затем можно использовать для различных целей.

В соответствии с первым законом термодинамики $\Delta q = \Delta u + l$ для рассматриваемого кругового цикла , и $\Delta u = 0$ поэтому $\Delta q = 1$ или

$$l_ц = q_1 - q_2 \tag{3.2}$$

Для оценки степени совершенства прямых циклов используется термический коэффициент полезного действия (η_1), под которым понимается отношение работы, полученной в цикле, к затраченной теплоте:

$$\eta_1 = \frac{l_ц}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \tag{3.3}$$

3.2. Обратный цикл

Рабочее тело переносит теплоту q_2 от источника с низкой температурой к источнику с более высокой температурой. На совершение такого не самопроизвольного процесса затрачивается работа $l_ц$.

Процесс расширения рабочего тела осуществляется с подводом теплоты q_2 по линии 1–d–2 (рис. 3.2). В этом процессе полезная работа равна площади 1–d–2–b–a–1. В процессе сжатия 2–c–1 рабочее тело взаимодействует с источником с более высокой температурой, передавая ему теплоту q_1. В процессе сжатия затрачивается работа, равная площади 2–c–1–a–b–2.

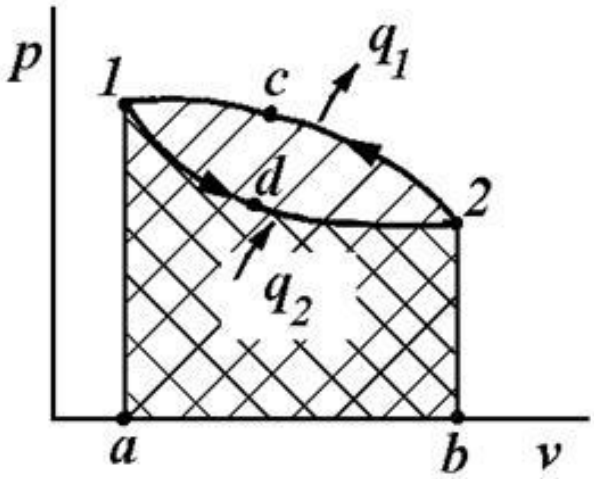


Рис. 3.2. Обратный цикл

Из диаграммы видно, что работа сжатия больше работы расширения. Работа цикла получается отрицательной. В результате совершения обратного цикла теплота отбирается от источника с низкой температурой и передается к источнику с высокой температурой.

Для оценки работы холодильных машин применяется холодильный коэффициент, равный отношению полезного количества теплоты (q_2), отнятого от холодного источника, к затраченной работе:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_ц} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} \qquad (3.4)$$

В холодильной машине количество теплоты q_1 выбрасывается в окружающую среду, то есть в источник неограниченных размеров.

Машины, предназначенные для дальнейшего использования теплоты q_1 и передачи ее в источник ограниченных размеров, называют тепловыми насосами. Эффективность работы тепловых насосов оценивается отопительным коэффициентом, представляющим собой отношение количества теплоты (q_1), переданного потребителю, к затраченной работе:

$$\varphi = \frac{q_1}{l_ц} = \frac{q_1}{q_1 - q_2} \qquad (3.5)$$

На рис. 3.3 представлена T−S диаграммы циклов для холодильной установки и теплового насоса.

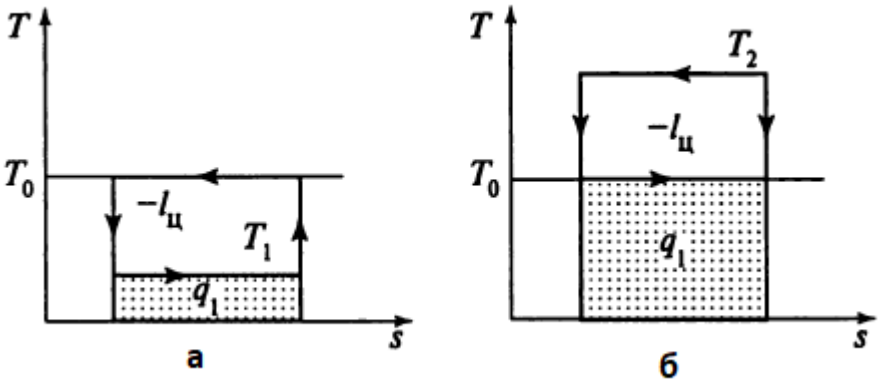


Рис. 3.3. T−S диаграммы циклов для холодильной установки (а) и теплового насоса (б)

3.3. Цикл Карно

Самым выгодным теоретическим циклом теплового двигателя, имеющим наибольший термический КПД в заданном температурном интервале, является цикл, предложенный французским ученым Сади Карно. Цикл Карно должен в этом случае состоять из равновесных обратимых процессов, поскольку только в этом случае будут отсутствовать потери энергии, сопутствующие всякому неравновесному процессу. Для получения наибольшего КПД цикла следует выбрать такие равновесные процессы, которые давали бы при расширении рабочего тела лучшее преобразование энергии в работу, а при сжатии − минимальные затраты энергии. В этом случае особое значение приобретают изотермы и адиабаты. Для осуществления обратимого процесса теплообмена достаточно иметь один источник тепла постоянной температуры, обменивающийся с рабочим телом теплотой при бесконечно малой разности температур. Для адиабатных процессов в связи с отсутствием теплообмена понятие о термической обратимости полностью отпадает, а механическая необратимость достигается бесконечно медленным протеканием процесса при бесконечно малой разности давлений между рабочим телом и окружающей средой.

Кроме того, эти процессы являются самыми выгодными с точки зрения получения работы, так как в изотермическом процессе вся сообщаемая теплота полностью превращается в работу, а в адиабатном

процессе работа производится только за счет уменьшения запаса внутренней энергии рабочего тела.

Таким образом, для осуществления цикла Карно необходимо иметь всего два источника тепла (теплоотдатчик и теплоприемник), температура которых не изменяется при теплообмене с рабочим телом (рис. 3.4).

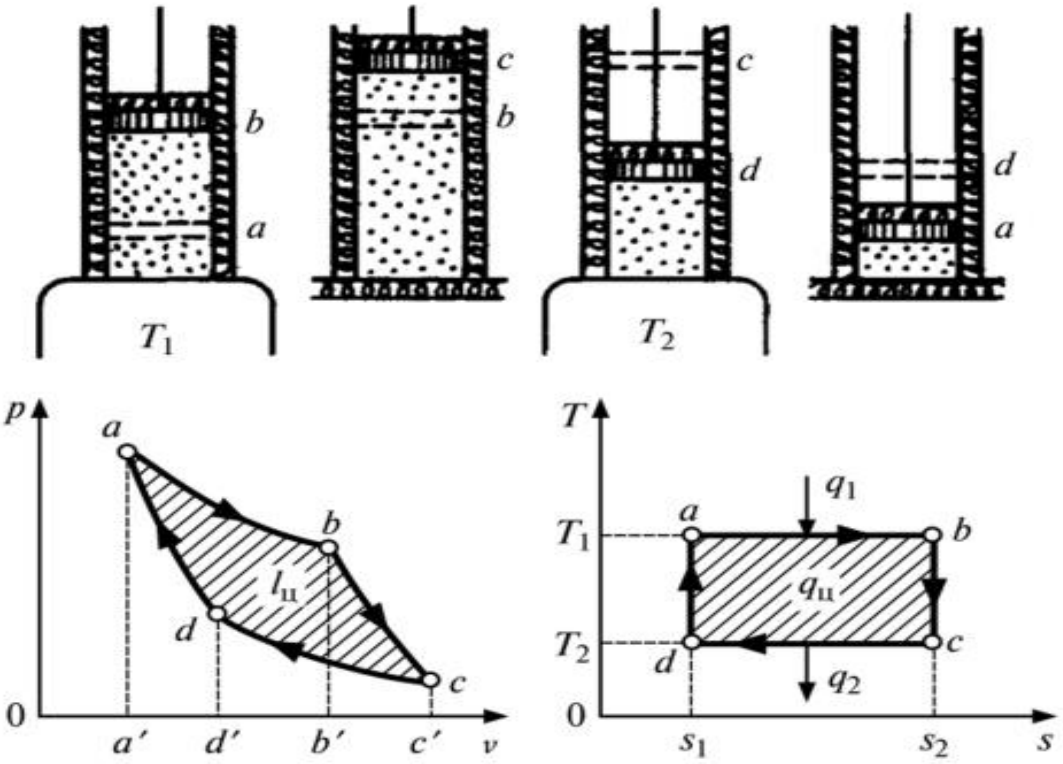


Рис. 3.4. Прямой цикл Карно

3.3.1. Прямой цикл Карно

Пусть рабочее тело (идеальный газ) помещено в цилиндр, стенки и поршень которого абсолютно теплоизолированы. Дно цилиндра попеременно сообщается с источником высокой температуры T_1 и низкой − T_2, причем $T_1 > T_2$. Рассмотрим все четыре процесса цикла.

а) Процесс (a−b) − изотермическое расширение. Дно цилиндра находится в термическом контакте с источником теплоты. Система получает теплоту q_1, соприкасаясь с горячим источником T_1, и изотермически расширяется по линии a−b, совершая работу. Точка a соответствует начальному состоянию газа (поршень находится в НМТ − нижней мертвой точке) в P−V- и T−S-диаграммах. Площадь a−b−s_2−s_1 в T−S-диаграмме равна количеству теплоты q_1, подведенной к рабочему телу.В точке b источник q_1 убирается от цилиндра, и система термически изолируется (дно цилиндра покрывается идеальным теплоизолирующим материалом).

б) Второй процесс (b−c) − адиабатное расширение. Газ расширяется без теплообмена с внешней средой, поршень перемещается, и газ совершает

работу за счет своей внутренней энергии. При этом температура и давление падают. Движение поршня прекращается в точке c, когда температура газа достигнет температуры холодильника T_2. После этого цилиндр приводится в контакт с холодильником и начинается следующий процесс.

в) Третий процесс (c−d) − изотермическое сжатие. Карно предложил осуществлять процесс сжатия по изотерме c−d, при этом поршень возвращается настолько медленно, что газ остается при температуре холодильника T_2, объем его уменьшается, а давление растет. На участке c−d теплота q_2, равная площади $c-d-s_1-s_2$, отводится.

г) Четвертый процесс (d−a) − адиабатное сжатие. Сжатие газа внешними силами осуществляется без теплообмена. Его объем уменьшается, температура и давление растут. Когда температура достигает температуры источника теплоты, процесс сжатия прекращается и цикл Карно замыкается.

В цикле Карно на P−V-диаграмме работа равна площади, ограниченной линией a−b−c−d−a. На T−S-диаграмме площадь a−b−c−d−a численно равна теплоте цикла, преобразованной в полезную работу.

Термический КПД цикла Карно определяется по следующей формуле:

$$\eta_T = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{S_{a-b-c-d}}{S_{a-b-s_1-s_2}} = \frac{\Delta S(T_1 - T_2)}{\Delta S T_1} \qquad (3.6)$$

$$\eta_T = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \qquad (3.7)$$

Анализ уравнения (3.7) показывает, что для цикла Карно характерно:

1) значение термического КПД не зависит от свойств рабочего тела, а определяется только значениями абсолютных температур;

2) значение термического КПД возрастает с увеличением значения T_1 и убывает с уменьшением значения T_2;

3) значение термического КПД всегда меньше 1. Если $T_1 = T_2$, то КПД = 0, т. е. теплота не превращается в работу;

4) термический КПД при изотермических источниках имеет максимальное значение в заданном диапазоне температур по сравнению с другими циклами и, следовательно, служит эталоном, с которым сравнивают циклы существующих тепловых машин.

Цикл Карно на практике неосуществим, так как реальные процессы, протекающие в тепловых двигателях, не являются изотермическими и адиабатными, и выполнить их практически невозможно. Несмотря на это, значение цикла Карно очень велико, поскольку его термический КПД − предел для данного интервала температур. Чем ближе при одинаковом интервале температур термический КПД рассматриваемого цикла к термическому КПД цикла Карно, тем совершенней двигатель.

3.3.2. Обратный цикл Карно

Если провести цикл Карно в обратном направлении (против часовой стрелки), то получим обратный цикл (рис. 3.5).

Из точки a с параметрами P_a, V_a и T_a рабочее тело адиабатно расширяется до точки b и соединяется с источником низкой температуры T_2. Дальнейший процесс b−c происходит с подводом теплоты q_2 к рабочему телу (изотермическое расширение). В точке c рабочее тело вновь изолируется от источника теплоты и в процессе c−d сжимается адиабатно с повышением температуры от T_2 до T_1. В точке d рабочее тело соединяется с источником высокой температуры, и дальнейшее его сжатие происходит по изотерме d−a с отводом теплоты q_1 высокотемпературному источнику.

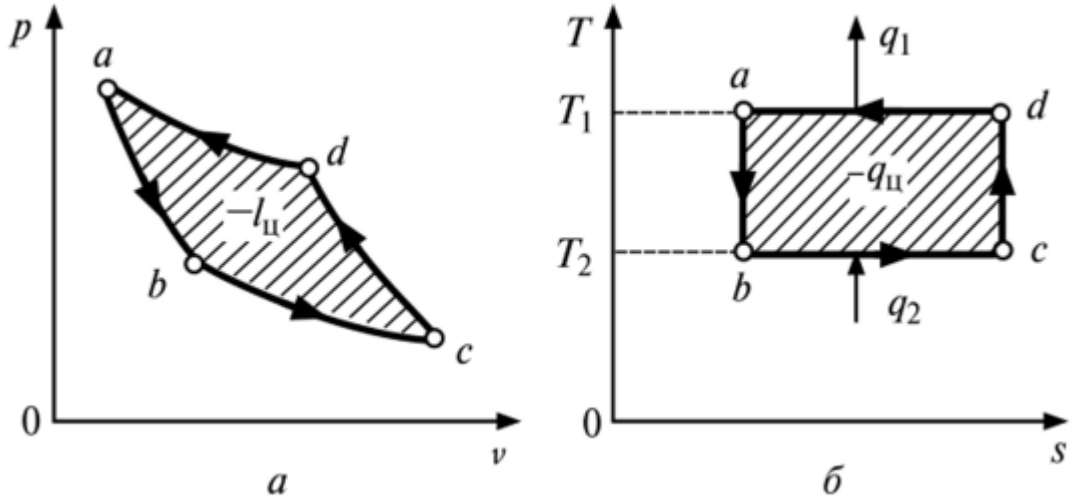


Рис.3.5. Обратный цикл Карно:
а – P−V-диаграмма; б – T−S-диаграмма

В точке a рабочее тело возвращается в первоначальное состояние. Таким образом, обратный цикл Карно состоит из двух изотерм и двух адиабат. В результате такого цикла теплота от источника с более низкой температурой передается к источнику с более высокой температурой, при этом внешними силами затрачивается работа.

Холодильный коэффициент определяется по следующей формуле:

$$\varepsilon_x = \frac{Q_2}{Q_ц} = \frac{Q_2}{Q_1 - Q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \qquad (3.8)$$

Из анализа выражения (3.8) следует:

1) значение холодильного коэффициента тем больше, чем меньше значение разности температур горячего и холодного источников;

2) холодильный коэффициент может изменяться от нуля до бесконечности;

3) холодильный коэффициент для цикла Карно имеет максимальное значение и является эталоном, с которым сравнивают циклы существующих холодильных машин.

3.4. Оценка эффективности циклов

В реальных тепловых двигателях преобразование теплоты в работу связано с протеканием сложных необратимых процессов, учет которых делает термодинамический анализ циклов невозможным. В связи с этим для выявления основных факторов, влияющих на эффективность работы установок, действительные процессы заменяют обратимыми термодинамическими процессами, допускающими применение для их анализа термодинамических методов.

3.4.1. Метод тепловых балансов

Первый, самый распространенный метод анализа − метод тепловых балансов основан на применении первого закона термодинамики. Однако, являясь частным случаем закона сохранения массы и энергии, первый закон термодинамики не может дать ответа о степени термодинамического совершенства как отдельного элемента, так и энерготехнологической системы в целом. При расчете по этому методу составляются энергетические (тепловые) балансы, на основании которых определяются показатели работы установок, например, термический КПД для тепловых двигателей, холодильный коэффициент для холодильных установок, коэффициент преобразования (трансформации) для теплонасосных установок, различного рода «тепловые» КПД для других технических систем и т.д. К этой группе относятся термодинамические КПД, представляющие отношение полученного полезного эффекта к затратам, необходимым для получения этого эффекта.

В качестве абсолютной меры степени термодинамического совершенства технологической системы принята величина подвода энергии от внешнего источника. При таком подходе по умолчанию принимается, что все выходящие из системы тепловые потоки отводятся в окружающую среду, т.е. не участвуют в процессе теплопередачи и не могут совершать полезную работу. В качестве относительной меры термодинамического совершенства здесь выступают тепловые и термические КПД.

Общим недостатком рассмотренных КПД является невозможность оценки степени термодинамического совершенства рассматриваемой энерготехнологической системы. Составленные на основе закона сохранения энергии, они лишь определяют степень совершенства теплоизоляции и в некоторых случаях отвод энергии и вещества в окружающую среду. При использовании составляющих энергетического баланса качественное различие входящих в него величин не учитывается,

поскольку с позиций первого закона термодинамики все формы энергии равноценны.

3.4.2. Метод коэффициентов полезного действия

В соответствии с этим анализ циклов тепловых двигателей приводится в два этапа: сначала анализируется теоретический (обратимый), а затем реальный (необратимый) с учетом основных источников необратимости.

Степень совершенства теоретических циклов полностью характеризуется величиной термического КПД η_t, который учитывает только неизбежную термодинамическую потерю q_2:

$$\eta_t = \frac{l_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1} \tag{3.9}$$

Эффективность реального необратимого цикла оценивается так называемым внутренним КПД.

$$\eta_i = \frac{l_i}{q_1} \tag{3.10}$$

где l_i – действительная работа в необратимом цикле.

Для установления степени необратимости цикла используют понятие относительного внутреннего КПД, представляющего собой отношение действительной работы l_t к теоретической l_0

$$\eta_{0i} = \frac{l_i}{l_0} \tag{3.11}$$

и показывающего, насколько реальный цикл менее совершен, чем теоретический. Легко видеть, что

$$\eta_i = \eta_t \eta_{0i} \tag{3.12}$$

Кроме необратимых потерь, учитываемых внутренним КПД, в теплосиловой установке имеется ряд других потерь (потери теплоты в окружающую среду и камерах сгорания и паропроводах, потери на трение в подшипниках, потери в генераторах и т.д.). Поэтому работа, переданная внешнему потребителю l_e меньше работы, полученной в цикле l_t. Отношение действительной полезной работы l_e, отданной потребителю, к количеству затраченной теплоты q_1, называется **эффективным КПД.** установки:

$$\eta_\varepsilon = \frac{l_\varepsilon}{q_1} \tag{3.13}$$

Таким образом, эффективный КПД характеризует долю полезно используемой теплоты с учетом всех потерь и, следовательно, экономичность установки в целом.

3.4.3. Эксергетический метод анализа

При анализе термодинамических систем необходимо учитывать, наряду с первым, второй закон термодинамики. Метод термодинамического анализа, учитывающий при анализе технологических систем как первый, так и второй закон термодинамики, называется эксергетическим. Этот метод термодинамического анализа основан на введении понятия термодинамических потенциалов. Обоснованно выбранные термодинамические потенциалы позволяют определить работоспособность потоков вещества и энергии в любой точке рассматриваемой системы. Большое значение при этом методе анализа приобретает окружающая технические системы среда. Следует отметить, что все реальные технические процессы происходят в условиях взаимодействия с окружающей средой. Окружающая среда характеризуется тем, что ее параметры не зависят от параметров рассматриваемой системы и в большинстве задач могут считаться постоянными.

В реальных циклах, во всех энергетических превращениях, обеспечивающих работу технических установок, может использоваться энергия двух видов:

• энергия, полностью превратимая в любой другой вид энергии, независимо от параметров окружающей среды – «организованная» форма энергии. Это, например, механическая, электрическая или химическая энергия;

• энергия, которая не может быть полностью превращена в другой вид энергии; ее превратимость определяется как собственными параметрами, так и параметрами окружающей среды – «неорганизованная» форма энергии. Например, энергия, передаваемая в виде теплового потока, энергия излучения и т.д.

Понятие эксергии. Виды эксергий

Мера превратимости энергии, была названа эксергией системы. Эксергия, как и энергия системы, в каждом данном состоянии имеет фиксированное значение.

Эксергия для **механической и электрической энергии (E_L)** (организованной формы энергии) равна соответствующей работе, и поэтому вопрос определения эксергии здесь отпадает. Эксергия − это работоспособная часть энергии. Поэтому механическая энергия и электрическая − это и есть в чистом виде эксергия: E_L L

Эксергия неподвижного рабочего тела Ev. Допустим, рабочее тело находится в цилиндре с подвижным поршнем. Параметры рабочего тела u,s,

υ, T, p. Параметры окружающей среды uo, so, υo, To, po. Задача определения эксергии неподвижного рабочего тела, как и для потока, сводится к определению максимальной работы, которую может произвести система при обратимом переходе всех ее параметров в состояние равновесия с окружающей средой. В данном случае мы рассматриваем энергетическое взаимодействие системы и среды только в форме теплоты (термическое взаимодействие) и в форме работы (деформационное взаимодействие). Обмен веществом через границы системы исключен.

$$E_v = (U_0 - U) - T_0(S_0 - S) + P_0(V_0 - S) \qquad (3.14)$$

Эксергия теплоты Eq отличается от количества теплоты Q по условиям второго начала термодинамики. Для ее определения рассмотрим процесс обратимого взаимодействия потока теплоты q с окружающей средой с помощью цикла Карно, приведенного в T − S-диаграмме (рис. 3.6). В том случае, когда T > To.c, необходим прямой цикл, а при T < To.c – обратный. Рассмотрим прямой цикл Карно (рис. 3.6, а).

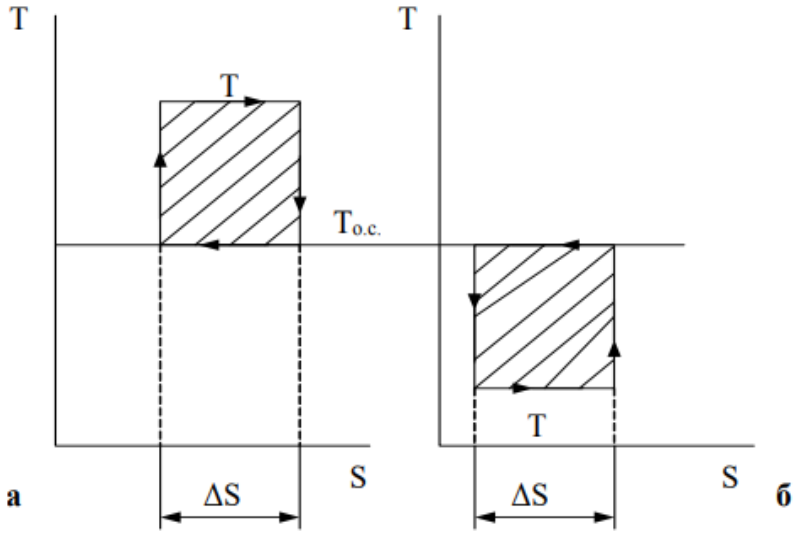


Рис. 3.6. Циклы Карно:
а – прямой, б – обратный

При обратимом взаимодействии располагаемого количества теплоты q T ˜S с окружающей средой может быть произведена работа, определяющая эксергию теплоты − e_q l (T T$_{o.c}$) ˜S

$$E_q = Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \qquad (3.15)$$

Эксергетическая температурная функция

Связь между Eq и Q определяется соотношением: (1−T_0/T)= W_q коэффициент работоспособности теплоты (эксергетическая температурная функция). По физическому смыслу он определяет количество работы,

которую можно получить в идеальном прямом цикле от единицы теплоты, т.е. для прямого цикла Карно Wq= K. Поскольку в рассматриваемых условиях $0<T_0/T$ d1, то 0 dWq<1.

Для обратного цикла Карно (рис. 3.6, б) T_0 !T, при этом коэффициент Wq 0. Отрицательное значение коэффициента работоспособности теплоты указывает на то, что работа в данном случае затрачивается.

В случае T T_0, Wq !1, при выработке искусственного холода энергетические затраты на повышение потенциала теплоты, отводимой от охлаждаемых тел, возрастают тем в большей степени, чем ниже температурный уровень искусственного холода.

Эксергетическая температурная функция τe= Wq имеет универсальное значение не только применительно к циклам. Она пригодна для оценки любых взаимных преобразований теплоты и работы, проводимых не только посредством циклов.

В прямоугольной системе координат зависимость τe от T будет изображаться гиперболой, пересекающей ось абсцисс (τe = 0) в точке To.c= 293,15 K (рис. 3.7). В общем случае, при разных To.c значение τe будет показывать семейство гипербол, каждая из которых будет пересекать ось абсцисс в точке соответствующего значения To.c.

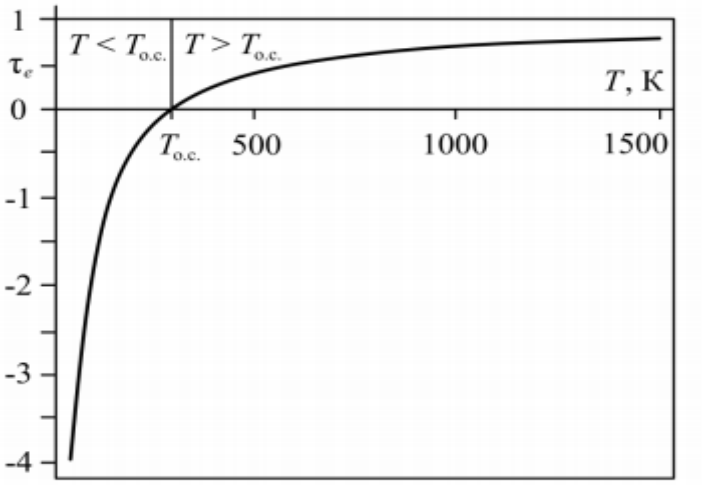


Рис. 3.7. Зависимость τe от To.c

При T→∞ значение τe→1; при T→0 величина τe→∞. Таким образом, величина τe может принимать все рациональные числовые значения в интервале от –∞ до +1. Из графика видно, что по мере увеличения T темп роста τe замедляется; при высокой температуре происходит очень малый рост τe, значение которой стремится к единице. Из этого следует важный вывод: тепловой поток при T→∞ может рассматриваться как поток высококачественной энергии, равносильный работе.

Большая зона отрицательных значений τe соответствует относительно небольшому интервалу температур от To.c до T→0 K. Такая зависимость τe от T в этой области отражает более высокую эксергетическую ценность теплового потока почти во всей зоне низких температур по сравнению с

таким же потоком при высоких температурах. Изменение знака τe при переходе через To.c приводит и к соответствующему изменению знака эксергии теплового потока. При температурах выше To.c знаки eq и q одинаковы. Это означает, что направление потока эксергии совпадает с направлением теплового потока. Отводя от системы энергию в форме теплоты, мы отводим и эксергию. При температуре ниже To.c знаки потоков теплоты и эксергии противоположны. Если q < 0, то eq > 0, и наоборот. В этих условиях, отводя теплоту от системы, мы подводим к ней эксергию. Чем ниже температура T тела по отношению к окружающей среде, тем большее количество работы может быть получено при использовании теплового потока между телом и окружающей средой (или затрачено на создание теплового потока, направленного от тела с более низкой температурой к окружающей среде).

Поэтому в области высоких температур (T>400−500 K) колебания τe при изменениях To.c, встречающихся в практике, невелики. В области низких температур значения τe меняются более существенно. Этот факт является очень важным, потому что оценка эффективности ТСУ (теплосиловых установок) будет учитывать высокие температуры в эксергии тепла, а в холодильных установках − низкие температуры.

Эксергия рабочего тела в потоке. Определить эксергию рабочего тела в потоке − значит определить максимальную работу, которую может совершать рабочее тело в потоке при обратимом переходе из состояния с параметрами P и T в состояние равновесия с окружающей средой с параметрами Po, To. Эксергия потока вещества Eп или физической эксергией Eф определяется работой, которую может произвести единица массы потока, например, 1 кг газа или пара, с параметрами торможения P, T, h, S при обратимом взаимодействии с окружающей средой, параметры которой Po.c, To.c, ho.c, So.c.

$$E_ф = (h - h_0) - T_0(S - S_0) \qquad (3.16)$$

Если принять T_0 за постоянную величину, то физическую эксергию можно рассматривать как параметр состояния. Заменим разность энтальпий и энтропий через термические параметры, получим еще одно аналитическое выражение для эксергии потока вещества:

$$E_ф = C_p(T - T_0) - \left[C_p \cdot \ln\frac{T}{T_0} - R \cdot \ln\frac{P}{P_0}\right] \qquad (3.17)$$

Эксергию потока вещества можно представить в виде суммы термической составляющей E_t и механической составляющей E_p: $E_ф = E_t + E_P$.

Термическая эксергия E_T

$$\mathbf{E_T - E_{T_0}} = \Delta h\left(1 - \frac{T}{T_0}\right); \mathbf{E_t} = C_p(T - T_0) - T_0 \cdot C_p \cdot \ln\frac{T}{T_0} \qquad (3.18)$$

Эксергия механическая (давления) E_P

$$E_P - E_{P_0} = RT_0 \ln\frac{P}{P_0}; E_P = T_0(S - S_0) - h_T = RT_0 \ln\frac{P}{P_0} - h_T \qquad (3.19)$$

Эксергия (Е) является термодинамическим потенциалом особого вида, связанным с параметрами окружающей среды. Получив значения эксергий для различных видов энергии, можно перейти к составлению эксергетических балансов для системы и отдельных ее элементов, расчету эксергетических КПД, определению относительных и абсолютных потерь эксергии в них, что позволяет наметить основные пути совершенствования как отдельных элементов, так и в целом системы. Чтобы понять разницу между понятиями энергии и эксергии, которая тоже является энергией, в табл. 3 приведены сопоставления этих понятий.

Таблица 3

Сопоставление свойств энергии и эксергии

Энергия системы	Эксергия системы
Зависит только от параметров системы и не зависит от параметров окружающей среды	Зависит как от параметров системы, так и от параметров окружающей среды
Всегда имеет величину, отличную от нуля	Может иметь величину, равную нулю (при полном равновесии параметров системы и окружающей среды)
Подчиняется закону сохранения энергии в любых процессах и уничтожаться не может	Подчиняется закону сохранения только при обратимых процессах; в реальных необратимых процессах уничтожается частично или полностью
Преобразование одних форм в другие ограничено по условиям второго закона термодинамики для всех процессов, в том числе и обратимых	Преобразование одних форм в другие не ограничено по условиям второго закона термодинамики для обратимых процессов

Эксергетический баланс

Рассмотрим некую техническую систему в виде черного ящика и запишем все входящие потоки как сумму эксергий входящих, а выходящие в виде суммы эксергий выходящих.

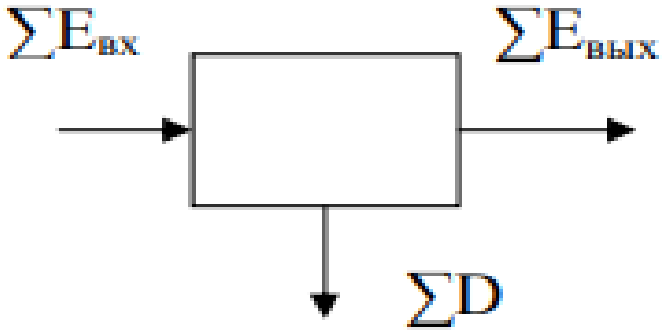


Рис. 3.7. Эксергетический баланс системы

В самом общем виде через границы системы подводятся такие потоки: эксергия электрической и механической энергии (работы), эксергия тепла, химическая эксергия сырья и продуктов и физическая эксергия потока вещества, кроме того отводятся эксергетические потери $Д_e$. Уравнение эксергетического баланса в общем виде можно записывать:

$$\sum E^{вх} = \sum E^{вых} + \sum Д_e \qquad (3.20)$$

$$\sum E^{вх}_{в-ва} + \sum E^{вх}_{x} + \sum E^{вх}_{q} + \sum L^{вх}_{эл} = \sum E^{вых}_{в-ва} + \sum E^{вых}_{x} + \sum E^{вых}_{q} + \sum L^{вых}_{эл} + \sum Д_e \qquad (3.21)$$

Если материальный баланс основан на законе сохранения вещества, а тепловой баланс − на основе закона сохранения энергии, то закона сохранения эксергии нет. Эксергия сохраняется только в обратимых процессах, в реальных технических процессах она не сохраняется. Чтобы свести баланс между эксергией входящих и выходящих потоков, расходную часть баланса искусственно дополняют потерями эксергии $\sum Д_e$.

Но эти потери по смыслу не совпадают с аналогичными потерями тепла в тепловом балансе, где потери тепла – это та же самая тепловая энергия. Эксергетические потери возникают вследствие необратимости процесса. Это собственно уже не эксергия, а энергия.

Понятие эксергии дает возможность оценивать потоки вещества, электроэнергии, тепла, механическую работу с единых позиций. Это позволяет получать общую характеристику типовых процессов в теплосиловых, холодильных и теплонасосных установках и оценивать эффективность их работы.

Эксергетический КПД типового процесса. Эксергетический КПД типового процесса может быть определен, исходя из эксергетического баланса:

$$\eta_e = \frac{\sum E^{вых}}{\sum E^{вх}} < 1, \eta_e = 1 - \frac{\sum Д_e}{\sum E^{вх}} \quad (3.23)$$

Причем, если смысл энергетического КПД заключается в определении эффективности использования энергии, то эксергетический КПД показывает эффективность преобразования энергии.

3.4.4. Потери эксергии

Согласно второму закону термодинамики, любой реальный тепловой процесс характеризуется ростом энтропии системы. Следовательно, приращение энтропии системы может явиться абсолютным критерием термодинамического совершенства анализируемого теплового процесса. Сумма приращений энтропии по всем теплоиспользующим элементам будет определять подвод энергии от внешнего источника. Приращение энтропии в локальном теплоиспользующем элементе пропорционально перерасходу химической энергии топлива, например, в котле ТЭЦ, или другой организованной формы подведенной энергии. Задачей термодинамического анализа является определение перерасхода топлива в каждом локальном тепловом процессе сложной термотехнологической системы, определение КПД этого локального теплового процесса и его связи с КПД системы. Энтропийный метод термодинамического анализа является усовершенствованным и развитым методом, предложенным Р. Клаузиусом. Его основой служит метод вычитания эксергетических потерь, заключающийся в том, что от первичной организованной энергии или эксергии теплоты, введенной в техническую систему, вычитаются эксергетические потери.

В результате остается реальная работа или эксергия теплоты, отданной потребителю. Вследствие аддитивности энтропии, аддитивны и эксергетические потери. Можно вычислить каждую из потерь отдельно или сумму нескольких сразу. При учете эксергетических потерь по методу вычитания необходимо иметь в виду потерю эксергии, вызванную переходом организованной энергии в теплоту. Это, например, происходит в процессе преобразования химической энергии топлива в теплоту при горении или механической энергии в теплоту при сжатии в компрессоре и др. Значение этой эксергетической потери $Д_e$ определяется равенством:

$$Д_e = T_0 \cdot \Delta S \quad (3.24)$$

По уравнению Гюи − Стодолы (3.19), можно определить суммарные потери эксергии от необратимости процессов:

$$\sum_{i=1} Д_e = T_0 \cdot \sum_{i=1} \Delta S_{необр,i} \qquad (3.25)$$

Гюи − Стодолы − французский физик М. Гюи, получивший это уравнение в 1889 г., и словацкий теплотехник А. Стодолы).

Величина суммарных эксергетических потерь определяет потерю работоспособности (эксергии) теплоты, обусловленную рассеиванием энергии вследствие неравновесности протекающих в системе процессов. *Чем больше неравновесность процессов*, мерой которой является увеличение энтропии изолированной системы ,тем меньше производимая системой работа.

Гидравлические процессы

Движение жидкости или газов протекает под действием разности давлений потока на входе и выходе. Потери эксергии при движении жидкости, пара и газа по трубам и в аппаратах связаны с такими диссипационными явлениями, как трение о стенки трубы, турбулентность потоков. На преодоление их тратится электрическая работа, подводимая к насосам, компрессорам, которые обеспечивают преодоление этих сопротивлений с определенной скоростью. При этом:

$$Д_{\Delta p} = L_{\Delta p}\,, \qquad (3.26)$$

где $Д_{'p}$ − потери эксергии при движении потока жидкости; $L_{'p}$ − работа нагнетателя или та ее часть, которая затрачивается на преодоление сопротивлений.

Процесс движения жидкости – это полностью необратимый процесс, вся работа насоса диссипируется (рассеивается, теряется).

Тепловые процессы.

Движущей силой процесса теплообмена является разность температур между теплоносителями. Потери эксергии при теплообмене прямо пропорциональны величине передаваемого теплового потока и разности температур между теплоносителями и обратно пропорциональны произведению этих температур:

$$Д_{\Delta T} = T_0 \cdot Q\frac{T_2 - T_1}{T_2 \cdot T_1} \qquad (3.27)$$

Чем ниже значения температур, при которых происходит теплообмен, тем больше потери эксергии при той же разнице температур. Кроме этого основного вида потерь эксергии при теплопередаче в теплообменнике будут наблюдаться потери эксергии от гидравлических сопротивлений и потери эксергии, связанные с тепловыми потерями через теплоизоляцию аппарата

в окружающую среду. Потери эксергии от теплообмена с окружающей средой могут быть рассчитаны как эксергия теплового потока, уходящего через теплоизоляцию, по формуле:

$$Д_{о.с} = E_{q,о.с} = Q\left(1 - \frac{T_0}{T_{из}}\right), \qquad (3.28)$$

где Q − потери тепла в установке, Вт; $T_{из}$ − температура теплоизоляции с внешней стороны, К; T_0 − температура окружающей среды, К.

Потери эксергии при горении топлива

Каждый вид топлива характеризуется теплотой сгорания − это количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании 1 кг (или м^3) топлива. Различают высшую и низшую теплоту сгорания топлива. В России и большинстве стран мира используется низшая теплота сгорания топлива в рабочем состоянии, не учитывающая тепло, израсходованное на испарение влаги из топлива Q_P^H. Для каждого вида топлива есть соотношение межу эксергией топлива и теплотой сгорания, в целом которая соизмерима с эксергией топлива. В процессе горения химическая энергия топлива преобразуется в эксергию продуктов сгорания, которая рассчитывается по зависимости для эксергии потока Ед.г.(3.15). В этом случае, потери эксергии при горении вычисляют по формуле:

$$Де_{гор} = \frac{B \cdot E_T - Ед.г.}{B \cdot E_T}, \qquad (3.29)$$

где B − расход топлива; E_T − эксергия единицы топлива (кг, или м^3); Ед.г − эксергия дымовых газов.

ГЛАВА 4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Термодинамический расчет любой теплосиловой установки включает в себя:

• вычисление параметров рабочего тела в характерных точках цикла P,V,T,S;

• вычисление удельных количеств подведенной q_1 и отведенной q_2 теплоты в цикле и удельной работы l цикла;

• вычисление термического КПД цикла ηt;

• вычисление расхода M рабочего тела по заданной мощности N;

• вычисление расхода топлива B по заданной теплотворной способности топлива $Q_р^н$;

• графическое изображение цикла в термодинамических диаграммах P−V и T−S.

Циклы теплосиловых установок подразделяются на три основные группы:

- теплосиловые газовые;
- теплосиловые паровые;
- теплосиловые прямого преобразования теплоты в электроэнергию.

Общим для теплосиловых газовых циклов является то, что в течение всего цикла рабочее тело находится в одном и том же агрегатном состоянии. При этом рабочее тело находится далеко от линии насыщения и его можно считать идеальным газом. Газовые циклы имеют двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинные установки (ГТУ).

Отличительной чертой теплосиловых паровых циклов является использование рабочих тел, агрегатное состояние которых в цикле меняется (перегретый пар, жидкость, двухфазная смесь–влажный пар). Эти преобразования рабочего тела в циклах имеют паротурбинные установки (ПТУ) или их еще называют паросиловые.

В циклах третьей группы происходит прямое преобразование теплоты в электроэнергию.

Для того чтобы оценить эффективность теплосиловой установки, необходимо знать ответы на следующие вопросы:

• насколько велик КПД обратного цикла установки, от каких факторов он зависит и что следует предпринять для его увеличения?

• насколько велики необратимые потери в реальном цикле установки?

• как распределяются эти потери по отдельным элементам цикла?

• как уменьшить степень необратимости реального цикла?

4.1. Термодинамический анализ ДВС

Главной конструктивной особенностью поршневых ДВС является наличие цилиндра с поршнем, совершающим возвратно поступательное движение, которое с помощью кривошипно−шатунного механизма преобразуется во вращательное движение коленчатого вала (рис. 4.1).

Поршневые ДВС различаются по способу подвода теплоты сгорания смеси топлива с атмосферным воздухом:

• карбюраторные двигатели, работающие по циклу Отто, с принудительным зажиганием от электрической искры (ДВС V=const);

• дизельные двигатели (компрессорные двигатели) с зажиганием от сильно разогретого при сжатии воздуха (ДВС p=const);

• бескомпрессорные двигатели, работающие по циклу Тринклера, с зажиганием от сжатого воздуха в форкамере (ДВС со смешанным подводом тепла). Мы рассмотрим последовательно каждый из этих типов поршневых ДВС.

Обычно при термодинамическом расчете теплового двигателя считаются заданными параметры атмосферного воздуха, мощность двигателя, максимальные параметры рабочего тела, некоторые конструктивные характеристики. Точный термодинамический расчет процессов изменения состояния рабочего тела в цикле и вычисление количеств теплоты и работы в цикле, строго говоря, не представляются возможными, так как эти процессы в самом общем случае сложны, необратимы, сопровождаются изменением химического состава и требуют привлечения методов химической термодинамики, неравновесной термодинамики, аэродинамики и т.д. Тем не менее, во многих случаях с достаточной для практики точностью термодинамический расчет тепловых двигателей в первом приближении может быть проведен достаточно просто с использованием нижеперечисленных допущений, справедливость которых оправдывается приемлемой сходимостью расчетных величин с экспериментально наблюдаемыми.

4.1.1. Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме. Цикл Отто

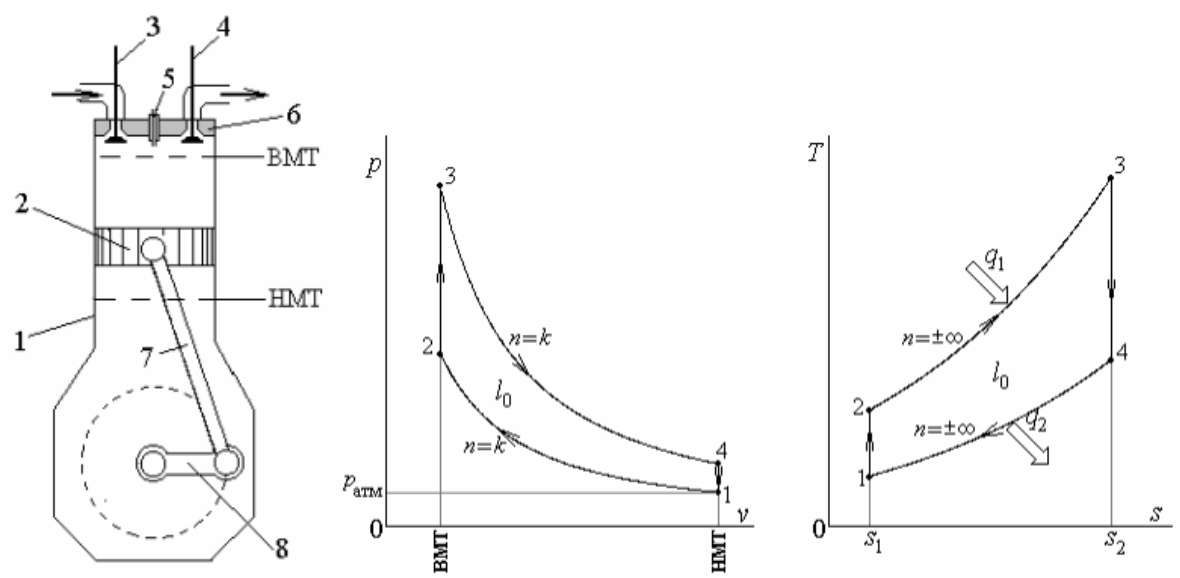


Рис. 4.1. Принципиальная схема и цикл четырехтактного карбюраторного двигателя на P−V и T−S диаграммах

В цилиндре 1 может двигаться поршень 2 между крайними положениями верхней мертвой точки (ВМТ) и нижней мертвой точки (НМТ). При движении поршня вниз за счет разрежения при открытом впускном клапане 3 и закрытом выпускном клапане 4 в головке блока 6 в цилиндр поступает подготовленная в карбюраторе смесь паров бензина с воздухом. При достижении поршнем нижней мертвой точки (НМТ) впускной клапан закрывается, поршень начинает движение вверх при закрытых клапанах, смесь сжимается, ее давление и температура повышаются. При достижении поршнем ВМТ смесь принудительно

поджигается за счет искры между электродами свечи 5. Давление продуктов сгорания при взрыве смеси практически мгновенно повышается, поршень начинает двигаться вниз, возникающее при этом усилие передается через шатун 7 на кривошип 8 и далее через коробку передач и трансмиссию на внешнюю нагрузку, например, на колеса автомобиля. По достижении поршнем НМТ принудительно открывается выпускной клапан, продукты сгорания под действием повышенного давления вытекают из цилиндра через глушитель и выхлопную трубу в атмосферу. Далее при открытом выпускном клапане поршень, двигаясь вверх к ВМТ, выталкивает остатки продуктов сгорания. Затем вся последовательность описанных выше процессов (цикл) повторяется.

В случае карбюраторного ДВС сделаны следующие допущения:

• процессы всасывания и выталкивания считаются изобарными с давлением, равным атмосферному, т.е. пренебрегается гидравлическими сопротивлениями всасывающего и выхлопного трактов;

• процессы сжатия и рабочего хода (расширения) считаются обратимыми адиабатическими;

• процессы подвода тепла (взрыв) и отвода тепла (выхлоп) считаются изохорными;

• рабочее тело считается идеальным газом, обладающим свойствами воздуха с постоянными теплофизическими характеристиками, что объясняется сравнительно малым (менее 5%) количеством подаваемого топлива в цикле по сравнению со всасываемым воздухом.

В соответствии с перечисленными допущениями цикл Отто может быть изображен в диаграммах P–V и T–S следующим образом (рис. 4.1):
Теплота в этом цикле подводится в изохорном процессе 2–3 в результате быстрого сгорания (взрыва) смеси паров бензина (газа) в воздухе, а отводится в атмосфере после выброса отработавшей порции продуктов сгорания через выхлопной патрубок (процесс 4–1). Этот процесс также считается изохорным.

Термодинамический расчет цикла ДВС V=const в соответствии с приведенным выше алгоритмом. Считаем заданными параметры атмосферного воздуха; конструктивные характеристики цикла:
степень сжатия $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2}$;
степень повышения давления $\lambda = \frac{P_3}{P_2}$
Расчет параметров рабочего тела в характерных точках цикла карбюраторного двигателя (цикла Отто) приведен в табл. 4.1

Термический КПД цикла при V=const

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{C_V(T_4 - T_1)}{C_V(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{\left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right) \cdot T_1}{\left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right) \cdot T_2} \qquad (4.1)$$

Между температурами для адиабат 4−3 и 1−2 следующие зависимости:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}; \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \text{ и } \varepsilon = \frac{V_1}{V_2} \qquad (4.2)$$

Таблица 4.1

Параметры в характерных точках цикла Отто

Параметры	Характерные точки цикла			
	1	2	3	4
p	p_1	$p_2 = p_1\varepsilon^k$	$p_3 = p_2\lambda = p_1\varepsilon^k\lambda$	$p_4 = \frac{p_3}{\varepsilon^k} = p_1\lambda$
T	T_1	$T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$	$T_3 = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda$	$T_4 = \frac{T_3}{\varepsilon^{k-1}} = T_1\lambda$
ν	$\nu_1 = \frac{RT_1}{p_1}$	$\nu_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{\nu_1}{\varepsilon}$	$\nu_3 = \nu_2$	$\nu_4 = \nu_1$

После преобразования получим:

$$\eta_t^0 = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \qquad (4.3)$$

Из полученного выражения видим, что КПД цикла с подводом тепла при V = const тем больше, чем больше степень сжатия. Для ДВС ε ~10 составляет примерно 50%, т.е. достаточно высок. Реально КПД двигателя вследствие наличия неизбежных потерь составляет не более 35−40%. На рис. 4.2 приведена зависимость КПД цикла Отто от степени сжатия при различных значениях показателя адиабаты k

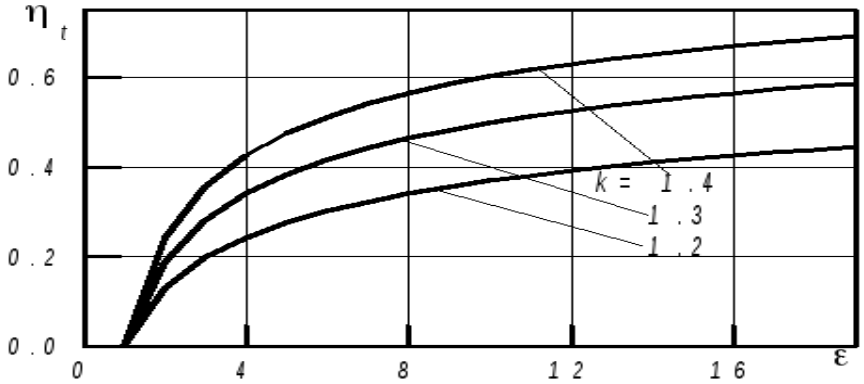


Рис. 4.2. Зависимость КПД цикла Отто от степени сжатия при различных значениях показателя адиабаты k

Максимальная степень сжатия в карбюраторных двигателях ограничивается самовоспламенением топливовоздушной смеси и не превышает 9−10.

4.1.2. Циклы ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении. Цикл Дизеля

В двигателе Дизеля (рис. 4.3) отсутствует карбюратор, т.е. в такте всасывания в цилиндр поступает атмосферный воздух, который может сжиматься до значительно более высоких давлений без риска самовоспламенения. Температура сжатого воздуха при этом превышает температуру самовоспламенения топлива. В конце такта сжатия через форсунку 5 в цилиндр под большим давлением, создаваемым топливным насосом (называемым топливным компрессором), подается жидкое топливо (как правило, тяжелые фракции нефтеперегонки – соляр, керосин), которое при прокачивании через форсунку распыляется, перемешивается с горячим воздухом, испаряется и сгорает. Требование большой скорости распыления топлива (а значит его быстрого испарения и сгорания) приводит к необходимости создания топливным компрессором высокого давления (150−200 бар). В этом двигателе степень сжатия может быть существенно повышена, ее значение ограничивается только прочностью конструкционных материалов. В современных дизельных двигателях степень сжатия может достигать значений 20−22 и выше.

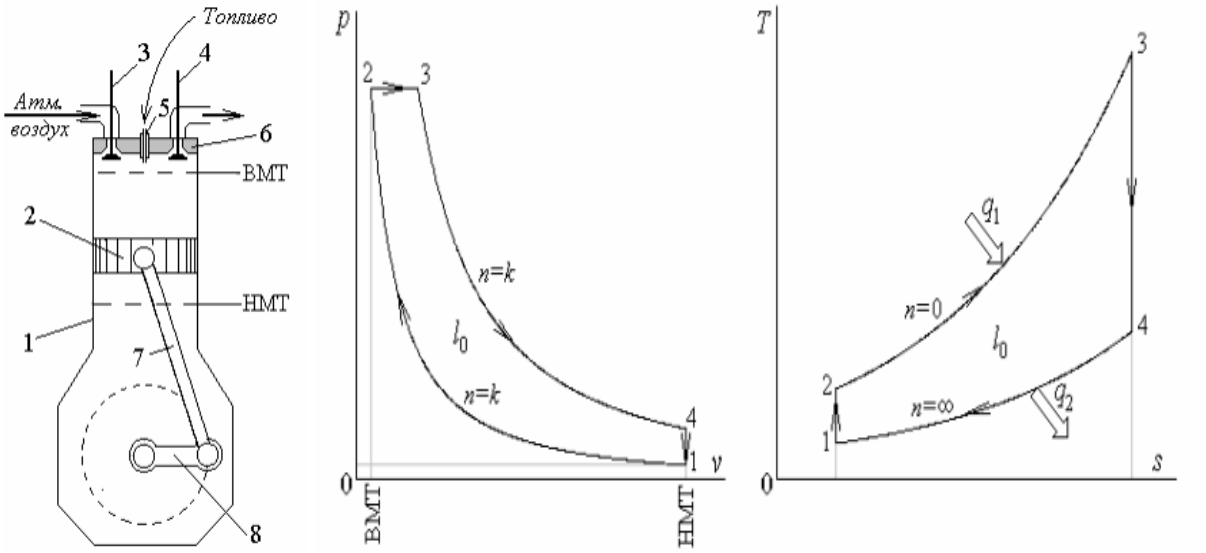


Рис. 4.3. Принципиальная схема и цикл четырехтактного дизельного двигателя на P−V и T−S диаграммах

Цикл состоит из адиабатного процесса сжатия 1−2, изобарного процесса 2−3, в котором к рабочему телу подводится теплота q_1, адиабатного процесса расширения 3−4 и условно замыкающего цикл изохорного процесса 4−1, где от рабочего тела отводится теплота q_2 (рис.

4.3). Цикл Дизеля применяется в поршневых двигателях с самовоспламенением топлива от сжатия. В этом цикле достигается самая высокая степень сжатия.

Расчет параметров рабочего тела в характерных точках цикла дизельного двигателя (цикла Дизеля) приведен в табл. 4.2.

Термический КПД цикла Дизеля:

$$\eta_t^D = 1 - \frac{\rho^k - 1}{k\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} \tag{4.4}$$

Очевидно, что с увеличением степени сжатия КПД цикла Дизеля увеличивается, а с увеличением степени предварительного расширения − уменьшается.

Таблица 4.2

Параметры в характерных точках цикла Дизеля

Параметры	Характерные точки цикла			
	1	2	3	4
p	p_1	$p_2 = p_1\varepsilon^k$	$p_3 = p_2 = p_1\varepsilon^k$	$p_4 = p_3(\frac{p_3}{\varepsilon})^k = p_1\rho^k$
T	T_1	$T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$	$T_3 = T_2\rho = T_1\varepsilon^{k-1}\rho$	$T_4 = T_3(\frac{p_3}{\varepsilon})^{k-1} = T_1\rho^k$
v	$v_1 = \frac{RT_1}{p_1}$	$v_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{v_1}{\varepsilon}$	$v_3 = v_2\rho$	$v_4 = v_1$

$\rho = \frac{v_3}{v_2}$ − степень предварительного расширения или степень изобарного расширения (отношение удельных объемов в конце и в начале изохорного процесса подвода теплоты).

При одинаковых степенях сжатия цикл с подводом теплоты при P = const, реализуемый в дизелях, имеет меньший КПД, чем цикл с подводом теплоты при V =const, поскольку при одинаковом количестве отданной холодному источнику теплоты количество подведенной при v = const (по линии 2–3 на рис. 4.1) теплоты больше, чем при P = const (рис. 4.3).

4.1.3. Циклы ДВС (со смешанным подводом тепла). Цикл Тринклера

Основным недостатком дизельного двигателя является необходимость использования топливного компрессора, на привод которого затрачивается значительная часть энергии. На обеспечение работы компрессора требуется 6−10% от общей мощности компрессорного дизеля.

Русский инженер Г. Тринклер в 1904 году предложил идею бескомпрессорного дизельного двигателя, в котором степень сжатия снижена настолько, что впрыск топлива через форсунку позволяет обойтись обычным топливным насосом (рис. 4.4.)

Отличительной особенностью такого двигателя является наличие так называемой форкамеры (предкамеры), отделенной от основной камеры сгорания (цилиндра двигателя) каналом с тонкими отверстиями, который представляет собой значительное гидравлическое сопротивление. Принцип работы двигателя Тринклера следующий: в процессе сжатия атмосферный воздух поступает через канал в форкамеру; когда поршень находится вблизи верхней мертвой точки, жидкое топливо впрыскивается в форкамеру, где оно распыляется, нагревается и сгорает под действием высокой температуры сжатого воздуха. Вследствие большого гидравлического сопротивления канала между цилиндром и форкамерой давление в ней возрастает при горении топлива практически изохорно, затем продукты сгорания, несгоревшее топливо и неиспользованный чистый воздух, преодолевая сопротивление канала, поступают в основную камеру сгорания, где несгоревшее топливо догорает практически при постоянном давлении. Ввиду того, что в изохорном процессе подвода тепла давление повышается, степень сжатия может быть понижена и отпадает необходимость в топливном компрессоре, его заменяют обычным топливным насосом, на привод которого затрачивается значительно меньше работы.

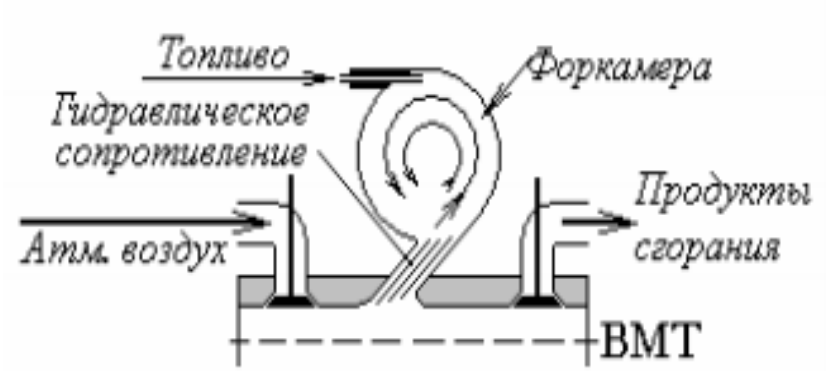


Рис. 4.4. Принципиальная схема ДВС (со смешанным подводом тепла)

4.1.4. Сравнение термодинамической эффективности циклов ДВС

Очевидно, что сравнение эффективности циклов возможно только при определенных режимных условиях и значениях конструктивных характеристик. В частности, в случае поршневых ДВС считаются совпадающими атмосферные условия (то есть начальные параметры P_1 и T_1) и максимальные параметры рабочего тела (давление P_3 и температура T_3). При этом степени сжатия в двигателях Отто, Тринклера и Дизеля расположатся в порядке возрастания, $\varepsilon_O < \varepsilon_{TP} < \varepsilon_Д$. Теоретические

диаграммы циклов всех трех поршневых ДВС в координатах T–S будут сориентированы однозначным образом, например, так, как это изображено без масштаба на рис. 4.5.

Цикл Тринклера состоит из двух адиабат (сжатия 1–2 и расширения 3–4), изохорного горения топлива в форкамере (процесс 2−2′), изобарного горения в цилиндре (процесс 2′−3) и выхлопа отработавших продуктов сгорания (процесс 4–1). В качестве конструктивных характеристик поршневого ДВС со смешанным подводом теплоты используются: степень сжатия $\varepsilon=V_1/V_2$; степень повышения давления $\lambda=P_{2'}/P_2$; степень предварительного расширения $\rho=V_3/V_{2'}$.

Находим параметры в характерных точках цикла табл. 4.3, его термический КПД и мощность двигателя.

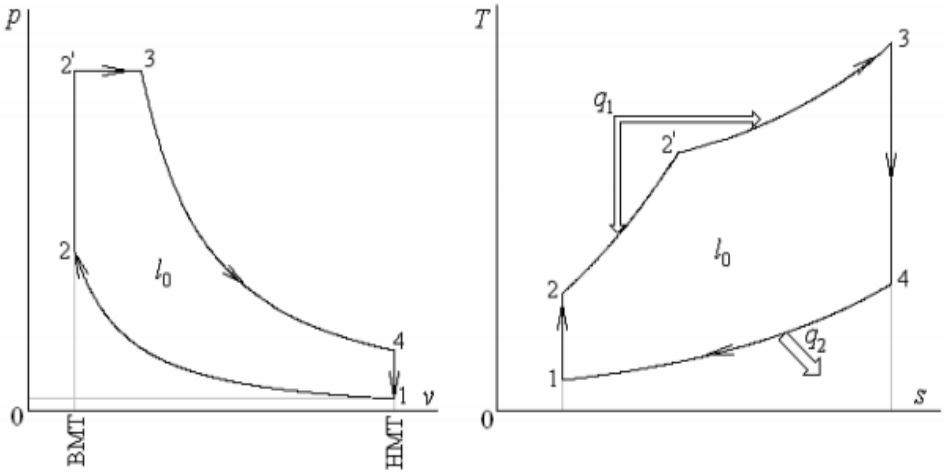


Рис. 4.5. Цикл Тринклера на P−V и T−S диаграммах

Таблица 4.3

Параметры в характерных точках цикла Тринклера

Параметры	Характерные точки цикла				
	1	2	2’	3	4
p	p_1	$p_2 = p_1\varepsilon^k$	$p_{2'} = p_2\lambda = p_1\varepsilon^k\lambda$	$p_3 = p_1\varepsilon^k\lambda$	$p_4 = p_1\rho^k\lambda$
T	T_1	$T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$	$T_{2'} = T_2\lambda = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda$	$T_3 = T_1\varepsilon^{k-1}\lambda\rho$	$T_4 = T_1\rho^k\lambda$
ν	$\nu_1 = \frac{RT_1}{p_1}$	$\nu_2 = \frac{RT_2}{p_2} = \frac{\nu_1}{\varepsilon}$	$\nu_{2'} = \nu_2 = \frac{\nu_1}{\varepsilon}$	$\nu_3 = \nu_1\frac{\rho}{\varepsilon}$	$\nu_4 = \nu_1$

Термический КПД цикла Тринклера определяется по формуле:

$$\eta_t^T = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\varepsilon^{k-1}[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)]} \qquad (4.5)$$

Численный расчет показывает, что термический КПД двигателя со смешанным подводом тепла слабо растет с увеличением степени повышения давления λ и заметно уменьшается с ростом степени предварительного расширения ρ.

Легко видеть, что в этом случае отводимая теплота q_2 (площадь $1-4-S_4-S_1-1$) одинакова для всех трех двигателей, в то время как количества подводимой теплоты удовлетворяют неравенствам $q_1^{О}<q_1^{ТР}<q_1^{Д}$, откуда однозначно следует: $\eta_t^{О}< \eta_t^{ТР}<\eta_t^{Д}$. т.е. при перечисленных выше критериях сравнения с термодинамической точки зрения дизельный двигатель является наиболее экономичным.

Для бензиновых двигателей $\eta \approx 25–30\%$, для дизельных $\eta \approx 40-45\%$. Это значит, что из 10 л бензина в баке на собственно движение автомобиля или для привода компрессоров будет израсходовано только 2,5 л, а остальное пойдет на обогрев атмосферы и экологическую грязь. Зато у дизельного двигателя чуть меньше половины топлива будет истрачено с пользой, а остальное – потери.

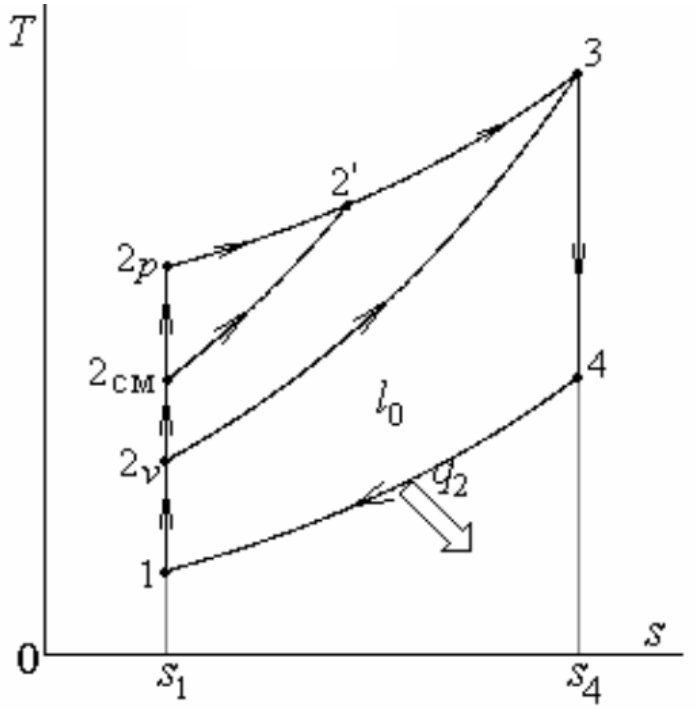


Рис. 4.6. Графическое сравнение термодинамической эффективности циклов ДВС по площадям q_1:
2_V − точка для цикла Отто; $2_{СМ}$ − точка для цикла Тринклера; 2_P − точка для цикла Дизеля

На дизельных электростанциях (ДЭС), в отличие от тепловых и атомных электростанций, электромеханические генераторы приводятся во вращение не турбинами, а двигателями внутреннего сгорания − дизелями. ДЭС служат для снабжения электроэнергией районов, которые

удалены от линии электропередачи и где невозможно сооружение тепловых или гидроэлектрических станций. Мощность отдельных стационарных дизельных электростанций превышает 2,2 МВт.

4.2. Циклы газотурбинных установок (ГТУ)

В циклах ДВС рабочее тело выбрасывается из цилиндра с температурой T_4 и давлением p_4, которые превышают соответствующие параметры окружающей среды p_0, T_0, практически совпадающие с p_1, T_1. Поэтому циклам ДВС присущи потери из−за «недорасширения» газов до параметров окружающей среды. Их удается значительно сократить в циклах газотурбинных установок.

Современная газотурбинная установка (ГТУ) – это совокупность воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины, а также вспомогательных систем, обеспечивающих ее работу. Совокупность ГТУ и электрического генератора называют газотурбинным агрегатом. Турбина, в которой газ расширяется до атмосферного давления, преобразует потенциальную энергию сжатого и нагретого до высокой температуры газа в кинетическую энергию вращения ротора турбины. Турбина приводит электрогенератор, преобразующий кинетическую энергию вращения ротора генератора в электрический ток.

Газотурбинные установки находят широкое применение в различных отраслях народного хозяйства из−за возможности получения большой мощности (до 100 тыс. кВт) в одном агрегате малого габарита.

Газотурбинные установки различаются процессами горения топлива в камере сгорания – изобарным (ГТУ P = const) и изохорным (ГТУ V = const). Наиболее распространенными являются ГТУ с подводом теплоты при постоянном давлении, который и будет рассмотрен ниже.

4.2.1. Цикл ГТУ со сгоранием при P = const. Цикл Брайтона

Схема ГТУ с горением топлива при p=const приведена на рис. 4.6, и его изображения на диаграммах состояния .

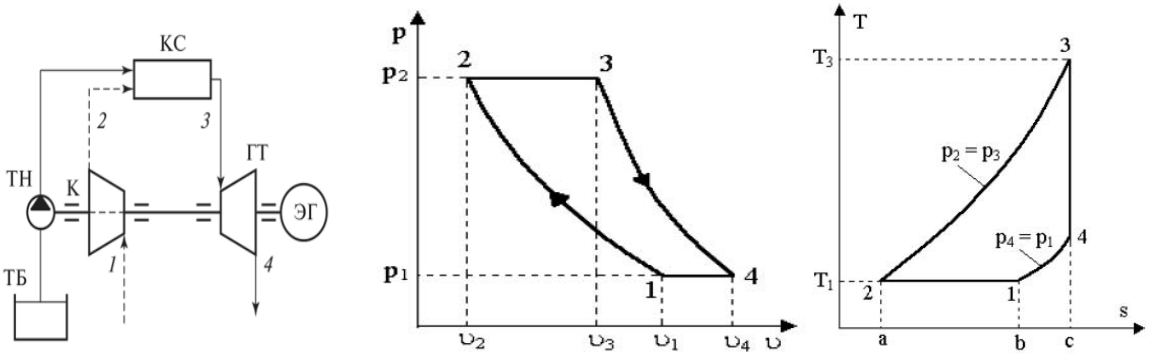


Рис. 4.6. Схема простейшей ГТУ с циклом Брайтона на P−V и T−S диаграммах

Простейшая газотурбинная установка состоит из компрессора *К*, газовой турбины ГТ, на одном валу с которыми находятся электрогенератор ЭГ или иной потребитель механической энергии и топливный насос ТН.

Принцип работы ГТУ заключается в следующем: сжатый воздух и топливо под давлением подаются в камеру сгорания КС, где сгорание топлива происходит при P = const. Продукты сгорания, расширяясь в соплах, попадают на лопатки турбины ГТ, производя работу, и выбрасываются в атмосферу. Ось турбины соединена с потребителем энергии, например, электрогенератором. Предполагается, что:

• количество рабочего тела в цикле сохраняется постоянным;

• выход отработавших газов в атмосферу заменяется изобарным процессом с отводом тепла к холодному источнику;

• теплота q_1 подводится к рабочему телу извне, через стенки корпуса установки;

• рабочим телом турбины является газ неизменного состава (продукты сгорания), количество которого в цикле сохраняется постоянным.

Таким образом, рассматривается идеализированный цикл, который представлен в P−V и T−S-диаграммах (рис. 4.6). От начального состояния (точка 1) с параметрами P_1, T_1, V_1 (давление, близкое к атмосферному) атмосферный воздух в компрессоре сжимается изотермически (точка 2) до параметров P_2, T_1, V_2 при этом производится работа сжатия воздуха (рабочего тела). Процесс сжатия 1−2 в компрессоре может быть адиабатным, изотермическим или политропным. Для определенности выбрали изотермическое сжатие воздуха (обобщенный термодинамический цикл Карно). По изобаре 2−3 к рабочему телу подводится теплота (процесс соответствует сгоранию топлива в камере сгорания). Далее рабочее тело (в действительности воздух и продукты сгорания) адиабатно расширяется в сопловом аппарате турбины и отдает работу турбинному колесу (3−4). Выброс отработанных газов турбины осуществляется по изобарному процессу 4−1. Обычно процессы сжатия 1−2 и расширения 3−4 осуществляются адиабатически.

Весь перепад давлений $p_3 - p_1$ используется для получения технической работы в турбине $l_{тех}$. Большая часть этой работы $l_к$ расходуется на привод компрессора; разность $l_{тех} - l_к$ является полезной и используется, например, в производстве электроэнергии в электрическом генераторе ЭГ или на другие цели (при использовании жидкого топлива расход энергии на привод топливного насоса невелик, и в первом приближении его можно не учитывать).

Цикл Брайтона характеризуется следующими величинами:

$\beta = \frac{p_2}{p_1}$ − степень повышения давления воздуха в компрессоре.

$\rho = \frac{V_3}{V_2}$ − степень предварительного расширения.

В этом случае, термический КПД ГТУ по циклу Брайтона определяется формулой:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k-1}{k}}} \tag{4.6}$$

4.2.2. Баланс эксергии и эксергетический КПД ГТУ

Если эффективность циклов ДВС мы оценивали по термическим КПД на основе тепловых балансов, то для оценки эффективности ГТУ применим эксергию и эксергетический КПД. При эксергетическом анализе цикла будем считать, что рабочее тело является идеальным газом с неизменными свойствами и расходом. Поскольку, в начальном состоянии параметры рабочего тела такие же, что и окружающей среды, то удельная эксергия потока воздуха на входе в компрессор будет равна 0, и входной эксергией является удельная эксергия теплоты топлива, равная:

$$E_{вх}^{(q)} = \frac{Q_H^P\, B_т}{M_{рт}}, \tag{4.7}$$

где $B_т$ – расход топлива; $Q_H{}^P$– низшая теплота сгорания топлива; $M_{РТ}$ – расход рабочего тела. Считаем, что эксергия топлива равна теплоте его сгорания.

Удельная эксергия на выходе из установки – это эксергия работы цикла, равная самой работе, и теплоты, отводимой с продуктами сгорания в окружающую среду

$$E_{\Sigma}^{-} = E_{вых} + E_{вых}^{(q)}, E_{вых} = l_0, E_{вых}^{(q)} = q_2 - T_0 \int_4^1 \frac{\delta q}{T} = C_p\,[\,(T_4 - T_1) - T_0 \ln \frac{T_4}{T_1}] \tag{4.8}$$

На рис. 4.7 приведена схема эксергетического баланса ГТУ.

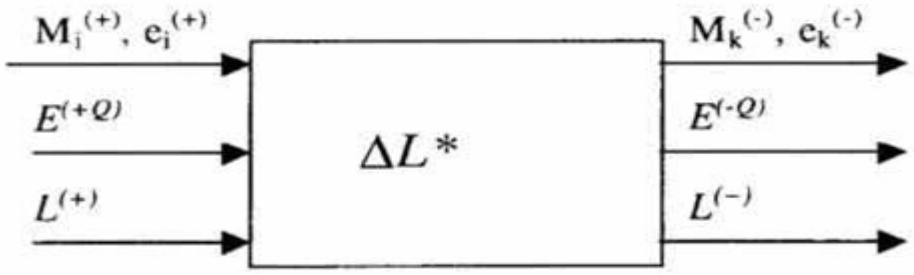


Рис. 4.7. Эксергетический баланс ГТУ

Разберем потоки:

На входе. В компрессор поступает воздух и в камеру сгорания топливо, они обладают эксергией потока, ибо топливо отличается от

окружающей среды $M\ i^{(+)}$, $e\underline{i}^{(+)}$, при сгорании топлива образуется теплота $E^{(+Q)}$. кроме этого подводится работа к компрессору для сжатия воздуха $L^{(+)}$.

На выходе. Продукты сгорания, которые обладают и высокой температурой (по сравнению с окружающей средой) и давлением, значит обладают эксергией потока $M_k^{(-)}$, $e_k^{(-)}$ L, и эксергией тепла $E^{(-Q)}$, отводится работа в турбине− чистая эксергия $L^{(-)}$ и конечно все это должно быть компенсировано потерями эксергии, ввиду необратимости процессов.

Потери эксергии в ГТУ. Потери эксергии связаны с необратимостью процессов: горение топлива в камере сгорания, гидравлические процессы в компрессоре при сжатии и расширении в турбине, теплообмен. Эксергетические потери можно разделить на внутренние, связанные с потерями в элементах установки (компрессоре, турбине, камере сгорания) и внешние, представляющие собой эксергию выходных потоков, которая не может быть использована и теряется в окружающей среде :

$$\Delta E^* = \Delta E_i^* + \Delta E_e^* \qquad (4.9)$$

Эти потери рассчитываются по выражениям для эксергии потока и эксергии теплоты, а параметры потоков вычисляются по известным термодинамическим соотношениям для соответствующих процессов. Таким образом, в выражении для эксергетического КПД к выходной эксергии следует отнести только эксергию полезной работы цикла, а эксергию отводимой теплоты – к внешним эксергетическим потерям. Полезный результат действия измеряется электрической или механической работой L. Затраты (потребление) определяются количеством теплоты, подводимой к системе Q. Таким образом, эксергетический КПД ηэ определяется отношением полученной работы (эксергии) к эксергии теплоты.

Значение $\eta_Э$ характеризует количество работы, которое может быть получено из данного теплового потока, т. е. процесс преобразования $Q \rightarrow L$; в качестве потери рассматривается теплота Q, отдаваемая окружающей среде, поэтому $\eta_Э < 1$. Диаграмма потоков энергии для такой установки показана на рис. 4.8

Диаграммы энергетических и эксергетических потерь в ГТУ представлены со степенью повышения давления 4,5, относительными КПД турбины и компрессора 0,85, температурой перед турбиной 780 °С.

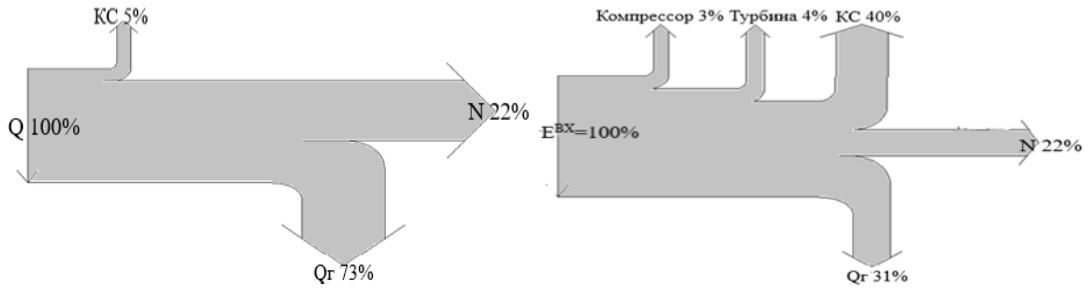


Рис. 4.8. Диаграмма энергетических и эксергетичесих потерь в ГТУ

Как следует из диаграммы тепловых балансов, в камере сгорания по теряется только 5%, а неиспользованное тепло продуктов сгорания составляет 73%. Тепловой баланс не дает полной картины об эффективности работы каждого элемента, входящего в установку. Но в эксергетическом балансе, возможно детально провести такой анализ. Например, потери эксергии при горении топлива составили 40%, а допустимыми являются 30−35%. Это прежде всего объясняется высоким коэффициентом избытка воздуха. Эксергетический метод анализа прямо указывает на необходимость использования уходящих газов: их эксергия больше, чем полезная работа ГТУ. Частичное использование этой эксергии осуществляется в цикле с регенерацией теплоты.

Для повышения КПД ГТУ применяют различные методы:

• Регенерация теплоты.

• Многоступенчатое сжатие воздуха с промежуточным охлаждением.

• Многоступенчатое сгорание топлива.

Все эти мероприятия приближают цикл ГТУ к обобщенному термодинамическому циклу Карно, состоящему из двух изотерм и двух эквидистант, имеющему наивысший КПД в заданном интервале температур, равный КПД обычного цикла Карно. В частности, применение многоступенчатого сжатия и многоступенчатого сгорания позволяет приблизить эти процессы к изотермическим (вместо адиабатных). Причем степень приближения процессов сжатия и сгорания к изотермическим будет тем выше, чем большее число ступеней будет применено.

4.2.3. Сравнение ДВС и ГТУ

Источник теплоты находится внутри двигателя внутреннего сгорания, поэтому отпадает необходимость в больших теплообменных поверхностях. За счет этого двигатели внутреннего сгорания относительно компактны. Недостатками ДВС являются необходимость использования кривошипно−шатунного механизма для преобразования возвратно−поступательного движения во вращательное и сравнительно низкая средняя скорость рабочего тела относительно двигателя, что не

позволяет сосредоточить большую мощность в поршневом двигателе внутреннего сгорания.

Цикл газотурбинной установки состоит из тех же процессов, что и цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания, но в поршневом двигателе отдельные процессы происходят последовательно в одном элементе двигателя − цилиндре, а в газотурбинной установке эти процессы осуществляются в различных элементах данной установки. Поэтому условия работы элементов газотурбинной установки более равномерные.

Увеличение давления повышает эффективность цикла Брайтона, однако, чем выше давление, тем больше температура рабочего тела на входе в турбину. В реальных газотурбинных установках используются турбины с многоступенчатым расширением и повторным нагревом, а также компрессоры с многоступенчатым сжатием и промежуточным охлаждением. Газовые турбины широко используются в авиации, поскольку обладают хорошими удельными характеристиками, в частности высоким отношением мощности установки к ее весу.

ДВС и ГТУ используются для привода компрессоров газоперекачивающих станций, металлургических и химических производств, насосов систем пожаротушения и перекачки нефти и т.п. На компрессорных станциях магистральных газопроводов ГТУ являются основными двигателями для привода газоперекачивающих агрегатов (ГПА)

4.3. Циклы паротурбиных установок ПТУ

Паротурбинная установка (ПТУ) − это комплекс энергетического оборудования, в котором в качестве рабочего тела используется водяной пар. Современная стационарная теплоэнергетика базируется в основном на паровых теплосиловых установках. Продукты сгорания топлива в этих установках являются лишь промежуточным теплоносителем (в отличие от ДВС и ГТУ), а рабочим телом служит чаще всего водяной пар. Известны различные циклы ПТУ:

- Цикл Карно насыщенного пара;
- Цикл Ренкина насыщенного пара;
- Цикл Ренкина с перегревом пара;
- Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара;
- Регенеративный цикл Ренкина;
- Теплофикационный цикл Ренкина.

4.3.1. Цикл Карно

Известны различные циклы ПТУ, в том числе цикл Карно, имеющий, как показано в гл. 3, наибольший термический КПД из всех возможных циклов в заданном интервале температур. Преимущество водяного пара состоит именно в том, что к нему в процессе парообразования можно подвести теплоту по изотерме и отвести теплоту также по изотерме при конденсации. Если же процессы подвода теплоты не связаны с фазовыми превращениями, осуществить их строго при постоянных температурах технически очень сложно. Можно утверждать, что технически цикл Карно возможен только в области влажного пара.

Цикл Карно, состоящий из двух изотермических и двух адиабатных процессов и совершаемый в области влажного насыщенного пара, представлен на рис. 4.9.

Для этого жидкость находящаяся в состоянии насыщения, направляется в парогенератор (1), в котором к ней подводится теплота, например, от продуктов сгорания органического топлива или выделяющаяся при ядерной реакции. В области влажного пара изотерма и изобара совпадают, поэтому изобарный по сути процесс кипения в парогенераторе происходит и при постоянной температуре. Из парогенератора сухой насыщенный пар (т. 1) направляется для адиабатного расширения до давления в конденсаторе (т. 3) в паровой двигатель паровую турбину (2). В конденсаторе от отработанного пара при постоянном давлении и постоянной температуре отводится теплота и пар конденсируется, но не полностью (т. 3). Влажный пар после конденсатора поступает в паровой поршневой или лопаточный компрессор и адиабатно сжимается до состояния насыщенной воды в (т. 4). Для расчета КПД :

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1}; q_1 = h_1 - h_4;\ q_2 = h_2 - h_3 \eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_4} \quad (4.10)$$

При расчете этого КПД его значение составляет 55%. Действительный эффективный КПД рассматриваемого цикла окажется существенно меньше, так как расширение и, особенно, сжатие влажного пара сопровождаются большими потерями энергии. Более того, машина для адиабатного сжатия влажного пара, которая должна работать сначала как компрессор, сжимая пар с относительно высокой степенью сухости, а затем как насос, должна иметь слишком сложную конструкцию и не может быть надежной и дешевой.

Практическое осуществление этого цикла нецелесообразно. Это связано с газодинамически несовершенным течением влажного пара в проточной части турбин и компрессоров, что приводит к снижению внутренних относительных КПД этих устройств и, следовательно, к снижению внутреннего КПД всей ПТУ.

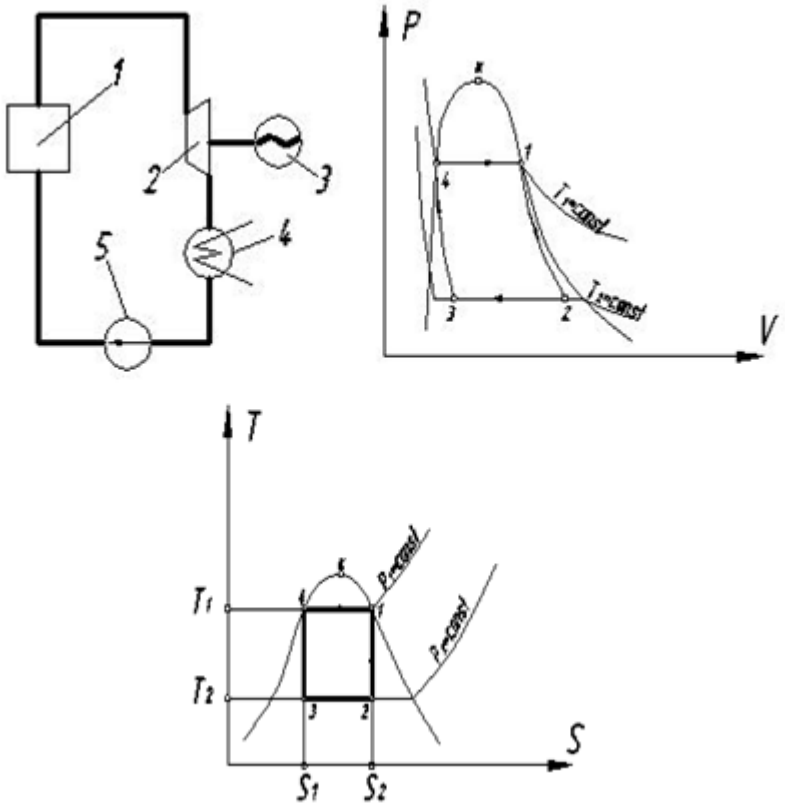


Рис. 4.9. Схема ПТУ и цикл Карно на P−V и T−S диаграммах

4.3.2. Цикл Ренкина

Цикл Ренкина является основным циклом ПТУ, в котором пар после турбины полностью конденсируется (до жидкого состояния), а полученный конденсат адиабатно сжимается в насосе до давления в котле. В цикле возможен как насыщенный пар, так и его перегрев.

КПД цикла Ренкина насыщенного пара ниже КПД цикла Карно, однако из−за простоты и надежности этот цикл находит применение на атомных электростанциях.

В паротурбинной установке, работающей по циклу Ренкина, изобарный подвод теплоты не заканчивается при достижении паром степени сухости x = 1, а продолжается процессом перегрева пара, что увеличивает среднюю температуру подвода теплоты и уменьшает влажность пара в конце процесса расширения. Металлы, которыми располагает современное машиностроение, позволяют перегревать пар до 550–600 °С. Все без исключения тепловые электрические станции на органическом топливе работают сейчас на перегретом паре, а иногда пар на станции перегревают дважды и даже трижды. Изобарный и изотермический отвод теплоты

продолжается до полной конденсации пара. Это позволяет отказаться от парового компрессора и заменить его обычным насосом (рис. 4.10).

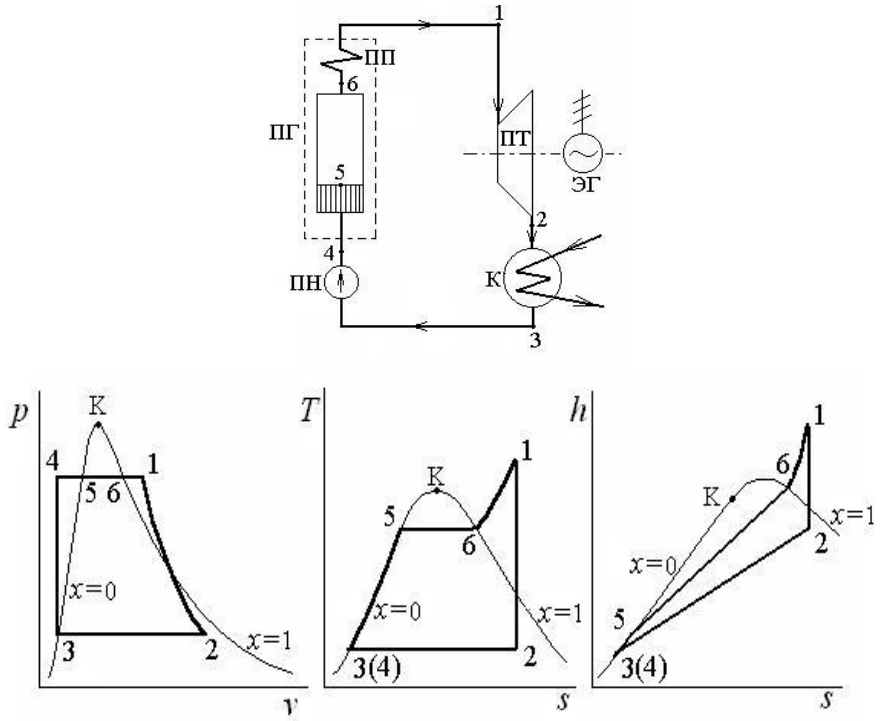


Рис. 4.10. Схема ПТУ и цикл Ренкина на перегретом паре на P−V и T−S диаграммах

Как видно на рисунке, в схеме установки в парогенераторе ПГ есть пароперегреватель ПП, в котором и получают перегретый пар.

Теплота в этом цикле подводится по изобаре 4−5−6−1. По линии 4–5, практически совпадающей с нижней пограничной кривой, вода нагревается до температуры кипения, соответствующей давлению p_1. По линии 5–6 вода кипит, превращаясь в сухой насыщенный пар (на этом участке изобара совпадает с изотермой, так как температура насыщенного пара зависит только от его давления). Наконец, по линии 6–1 пар перегревается до заданной температуры. Из котла пар поступает в турбину, где расширяясь адиабатно ($q = 0$, $s = const$) до давления p_2 (точка 2), совершает техническую работу, затрачиваемую на привод электрического генератора. Пар из турбины (обычно влажный, как видно на рис. 4.11) с давлением p_2 попадает в конденсатор, где конденсируется по линии 2–3, отдавая теплоту охлаждающей воде (ее берут из водоема) или охлаждающему воздуху. При этом холодному источнику (воде или воздуху) каждый килограмм пара, превращаясь в конденсат, отдает теплоту q_2. Из конденсатора конденсат подается насосом в котел. Поскольку вода почти несжимаема, на ее сжатие теоретически нужно затратить очень небольшую энергию, т.е. точки 3 и 4 в идеальном цикле практически совпадают и техническую работу, затраченную в насосе, можно считать равной нулю (в реальном цикле необходимо, конечно, учитывать сопротивление трубопроводов течению

воды по ним). КПД установки, работающей по этому циклу, определяется по уравнению:

$$\eta_t = \frac{l_n}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} \qquad (4.11)$$

В числителе формулы стоит количество теплоты, превращенной в полезную работу цикла, а в знаменателе – все подводимое к рабочему телу количество теплоты.

Повышение эффективности ПТУ

Работа ПТУ сопровождается потерями энергии не только при отводе ее в конденсаторе и на совершение работы против сил трения в проточной части турбины. Энергия затрачивается также на преодоление трения в подшипниках и привод маслонасоса, на выделение джоулевой теплоты при течении тока в обмотках электрогенератора и возбудителя, на потери теплоты в котлоагрегате и трубопроводах. Реально КПД составляет чуть больше 35%.

Величина термического КПД (4.11) зависит от параметров пара на входе и выходе из турбины. КПД возростет, если:

- увеличится температура t_1;
- увеличится давление p_1 ;
- уменьшится *конечное* давление p_2.

На рис. 4.11 приведены предполагаемые пути повышения КПД цикла Ренкина на перегретом паре на T−S диаграмме.

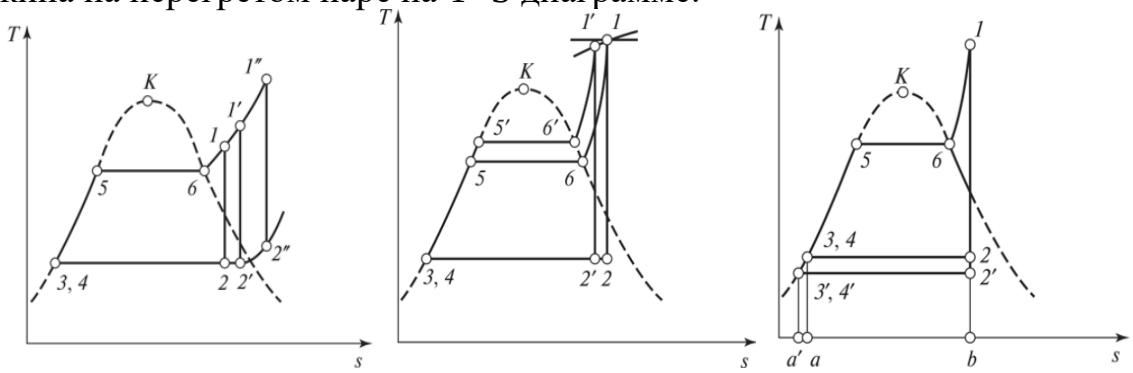


Рис. 4.11. T−S диаграмма цикла Ренкина на перегретом паре

Перегрев пара увеличивает среднюю температуру подвода теплоты в цикле, не меняя при этом температуру отвода теплоты. Поэтому термический КПД паросиловой установки возрастает с увеличением температуры пара перед двигателем. Для примера ниже приведена зависимость Қот t_1 при абсолютных давлениях p_1 = 9,8 МПа и p_2 = 3,9 кПа:

Повышение начальной температуры пара увеличит степень сухости отработанного пара.

t_1 °C	350	400	500	600
K_s, %	40,5	41	42,5	44,2

Однако, повышение температуры перегрева пара ограничено жаропрочностью материала ПТУ. Повышение параметров пара определяется уровнем развития металлургии, поставляющей металлы для котлов и турбин. Получение пара с температурой 535–565 °С стало возможным лишь благодаря применению низколегированных сталей, из которых изготовляются пароперегреватели и горячие части турбин.

Переход на более высокие параметры (580–650 °С) требует применения дорогостоящих высоколегированных (аустенитных) сталей.

В настоящее время действует следующий государственный стандарт на параметры пара перед турбинами электростанций:

- P > = 3,5 МПа, t = 435 °С;
- P = 9,0 МПа, t=535 °С;
- P = 13,0 МПа, t =540−565 °С;
- P = 23,5 МПа, t = 540−560 °С.

При увеличении давления пара в котле P_1 (при постоянном давлении в конденсаторе P_2 и температуре пара на выходе из пароперегревателя T_1) КПД цикла значительно увеличивается, что связано с повышением температуры насыщенного пара и, как следствие, с увеличением средней температуры подвода теплоты. Но одновременно повышается конечная влажность пара (точка 2), в результате чего капли воды разрушают лопатки последних ступеней турбины (увеличивается относительный КПД турбины).

Величина отводимой теплоты уменьшается с падением давления отработавшего пара P_2 и одновременно увеличивается доля теплоты, превращенной в полезную работу цикла.

Давление за турбиной, равное давлению пара в конденсаторе, определяется температурой охлаждающей воды. Если среднегодовая температура охлаждающей воды на входе в конденсатор составляет приблизительно 10−15 °С, то из конденсатора она выходит нагретой до 20–25 °С. Пар может конденсироваться только в том случае, если обеспечен отвод выделяющейся теплоты, а для этого нужно, чтобы температура пара в конденсаторе была больше температуры охлаждающей воды хотя бы на 5–10 °С. Поэтому 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.

4.3.3. Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара

Для увеличения степени сухости пара в последних ступенях турбины, а также для повышения эффективного КПД цикла ПТУ (при правильном выборе давления и температуры перегрева) применяют промежуточный перегрев пара (рис. 4.12).

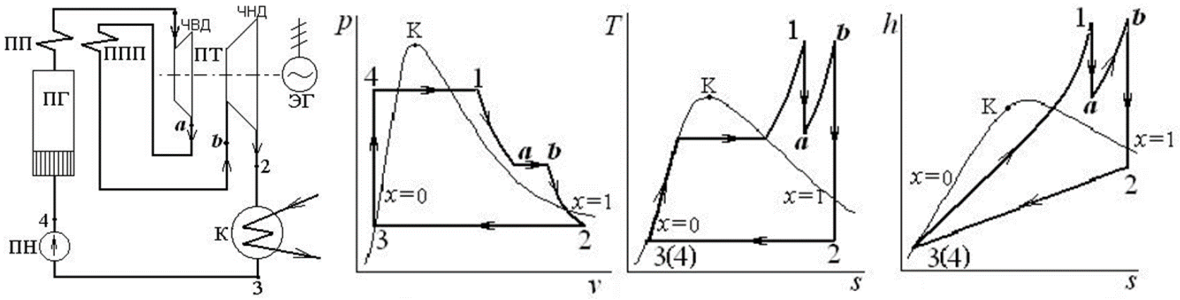


Рис. 4.12. Схема ПТУ и цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара

Введение промежуточного перегрева пара вызывает изменения в цикле и схеме ПТУ. В этом случае пар, после адиабатного расширения в части высокого давления турбины (ЧВД) до давления P_a, вновь возвращается в паровой котел, где в промежуточном пароперегревателе ППП вторично нагревается при P = const до температуры T_b, равной или несколько меньшей начальной температуры T_1. Затем пар с параметрами $P_a = P_b$, $T_в$ поступает в часть низкого давления турбины (ЧНД), где адиабатно расширяется до давления в конденсаторе P_2. Далее цикл аналогичен простому циклу Ренкина на перегретом паре.

Введение промежуточного перегрева пара позволяет увеличить термический КПД с 0,455 до 0,473, расходы топлива и охлаждающей воды при этом уменьшаются.

4.3.4. Цикл Ренкина с регенеративным отбором пара

Для повышения термического КПД в циклах ПТУ используется регенерация теплоты. В этом случае питательная вода перед подачей в котел предварительно нагревается в теплообменнике за счет теплоты пара, отбираемого из турбины при давлении P_0, до температуры насыщения, соответствующей давлению отбора. Отобранный из турбины пар конденсируется в теплообменнике при p = const, отдавая теплоту воде, и смешивается с основным потоком пара из конденсатора. На рис. 4.13 изображены схема и цикл ПТУ с одним регенеративным отбором в теплообменный аппарат смешивающего типа.

В рассмотренных циклах расход рабочего тела остается постоянным во всех ступенях турбины, и его состояние изменяется за счет процесса расширения и теплообмена с питательной водой.

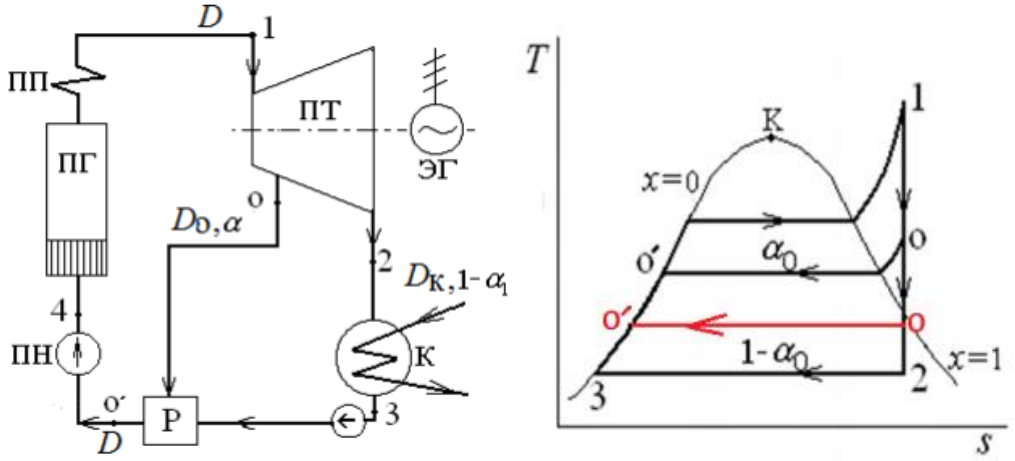
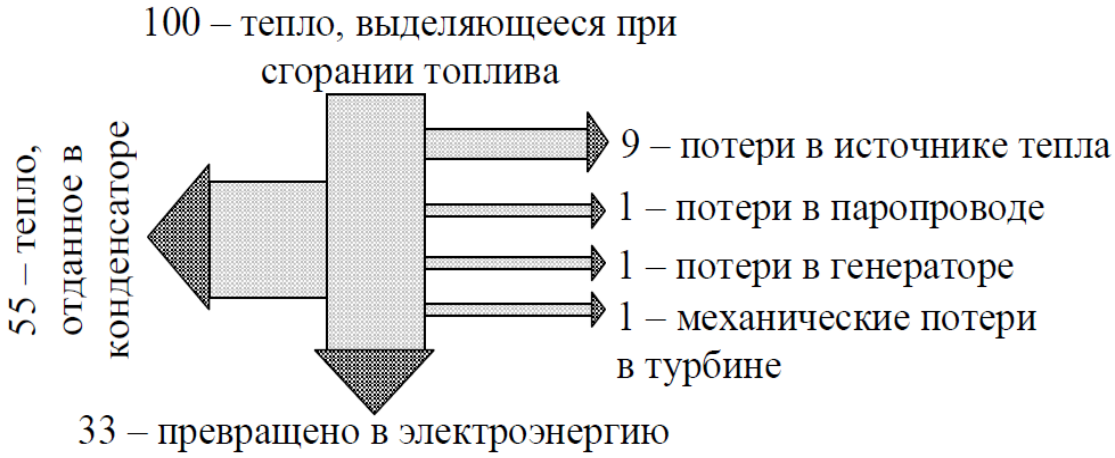


Рис. 4.13. Схема ПТУ и цикл Ренкина с с регенеративным отбором пара

На самом деле после каждого отбора пара его расход через следующую ступень турбины уменьшается. Отсюда и потеря мощности турбины в целом. В действительности при конечном числе отборов пара из турбины для регенеративного подогрева питательной воды процесс будет ступенчатым (число ступеней будет соответствовать числу отборов пара).

Средняя температура отвода теплоты в циклах Ренкина и в регенеративном – одинаковая, средняя температура подвода теплоты в регенеративном цикле больше, чем в цикле Ренкина, поэтому КПД регенеративного цикла больше, чем КПД цикла Ренкина. Несмотря на различные виды циклов Ренкина, можно представить основные потери энергии и работоспособностей − эксергий по ее элементам в виде диаграммы (рис. 4.14)



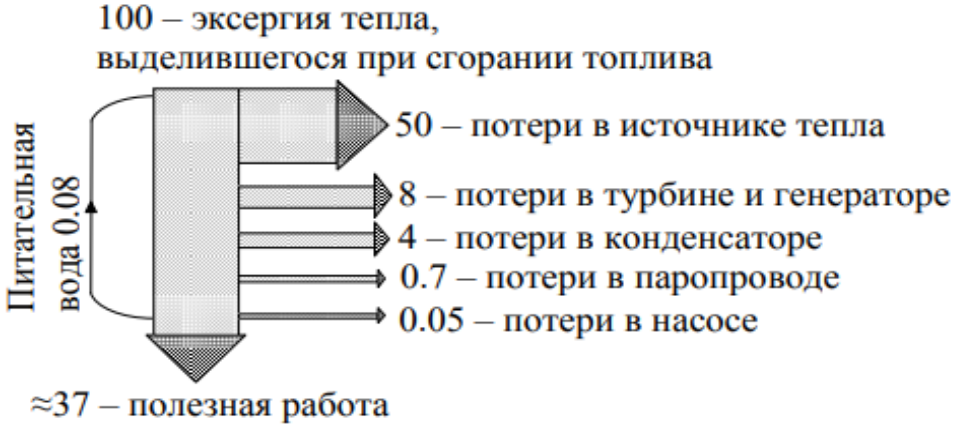


Рис. 4.14. Диаграмма потоков энергии и эксергии ПТУ, работающих по циклу Ренкина, в процентах

Располагаемая эксергия − это эксергия топлива, которая образуется при его сгорании. Выше было отмечено,что она соразмерна теплоте сгорания топлива.

Итак, основные элементы ПТУ:

- Парогенератор;
- Паровая турбина;
- Коеденсатор;
- Насос.

Эксергетический анализ показывает, что потери эксергии в паровом котле даже при самых современных технических решениях составляет 50%. Вызвано это прежде всего необратимость процесса сгорания и необратимостью теплообмена между продуктами сгорания и рабочим телом. Это говорит о том, что общий принцип, на котором основан данный тепловой процесс, выбран не наилучшим образом. Величина этих потерь возрастает с увеличением разности температур между топочными газами и рабочим телом. Для уменьшения потерь работоспособности необходимо снизить степень необратимости процесса теплообмена в источнике тепла. Это может быть достигнуто уменьшением разности температур источника тепла и рабочего тела (см. формулу (3.24)). В свою очередь, сокращение этой разности можно добиться двумя путями: уменьшить температуру сгорания топлива или увеличить температуру рабочего тела в процессе подвода тепла. Первый из этих путей не дает желаемого результата, так как в этом случае снижается работоспособность рассматриваемой системы в целом. Повышение температуры подвода рабочего тела выгодно с термодинамической точки зрения. Однако для этого необходимо подогревать рабочее тело после конденсатора.

Снижение потерь работоспособности в турбогенераторе может быть достигнуто путем совершенствования проточной части турбины с понижением механических потерь.

Уменьшение потерь работоспособности в конденсаторе связано с падением разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды, что всегда может быть обеспечено условиями водоснабжения. Снижение потерь в паропроводе связано с улучшением теплоизоляции и его гидродинамических характеристик.

Потери в насосе малы, и их обычно не учитывают. Таким образом, рассматриваемые потери тепла и эксергии говорят о том, что КПД ПТУ, работающих по циклу Ренкина составляет 35–40%, это та энергия, запасенная в топливе, которая может быть использована для превращения в полезную работу.

Радикальным решением является использование сбросной теплоты для технических и коммунально-бытовых нужд.

4.3.4. Теплофикационный цикл Ренкина

В теплофикационных циклах кроме электрической энергии получают теплоту теплофикации – теплоту для производственных и бытовых нужд.

В обычных конденсаторных паротурбинных теплосиловых установках давление в конденсаторе поддерживается равным примерно 4 кПа, т.е. конденсация пара происходит при температуре около 28−29 °С. Теплота, отдаваемая охлаждающей воде в таком конденсаторе, имеет низкий температурный потенциал и не может быть использована для производственных или бытовых нужд; для технологических целей, как правило, применяется насыщенный водяной пар с давлением от 250 до 2000−3000 кПа, а для отопления − насыщенный водяной с давлением 150−260 кПа или горячая вода с температурой, достигающей в некоторых установках до 180 °С. Для того чтобы иметь возможность использовать теплоту, отдаваемую конденсирующимся паром, нужно увеличить давление в конденсаторе, т.е. увеличить температуру, при которой конденсируется этот пар. Повышение нижней температуры цикла приведет к некоторому уменьшению термического КПД и, следовательно, к уменьшению выработки электроэнергии при тех же, что и раньше, затратах топлива. Поэтому с точки зрения экономичности собственно цикла, такая операция является невыгодной. Однако возможность получения больших количеств теплоты для технологических и бытовых нужд за счет некоторого сокращения выработки электроэнергии оказывается весьма выгодной (избавляет от необходимости сооружать специальные отопительные котельные, как правило, небольшие, имеющие сравнительно невысокий КПД и поэтому требующие повышенного расхода топлива, а также нерационально использующие теплоту высокого температурного потенциала при сжигании топлива для нагрева низкотемпературного рабочего тела, что невыгодно из-за уменьшения работоспособности системы).

Комбинированную выработку на электростанциях электроэнергии и теплоты называют теплофикацией, а турбины, применяемые на таких электростанциях, − теплофикационными. Наибольшее развитие по сравнению с другими странами теплофикация получила в свое время в нашей стране.

Тепловые электростанции, осуществляющие комбинированную выработку электроэнергии и теплоты, называют теплоэлектроцентралями (ТЭЦ) в отличие от чисто конденсационных электростанций (КЭС), производящих только электроэнергию.

Цикл теплофикационной паросиловой установки изображен в T−S-диаграмме на рис. 4.15. В этой диаграмме работа цикла, как обычно, изображается площадью 1−2−3−5−4−6−1, а площадь A−3−2−B−A представляет собой теплоту q_2, отданную внешнему потребителю.

Поскольку для производственных и бытовых нужд требуется пар или вода в относительно широком диапазоне температур и давлений, на ТЭЦ применяются теплофикационные турбины различных типов в зависимости от характера потребления теплоты. На рис. 4.15 по порядку представлены схемы ТЭЦ с так называемыми турбинами с ухудшенным вакуумом и с противодавлением.

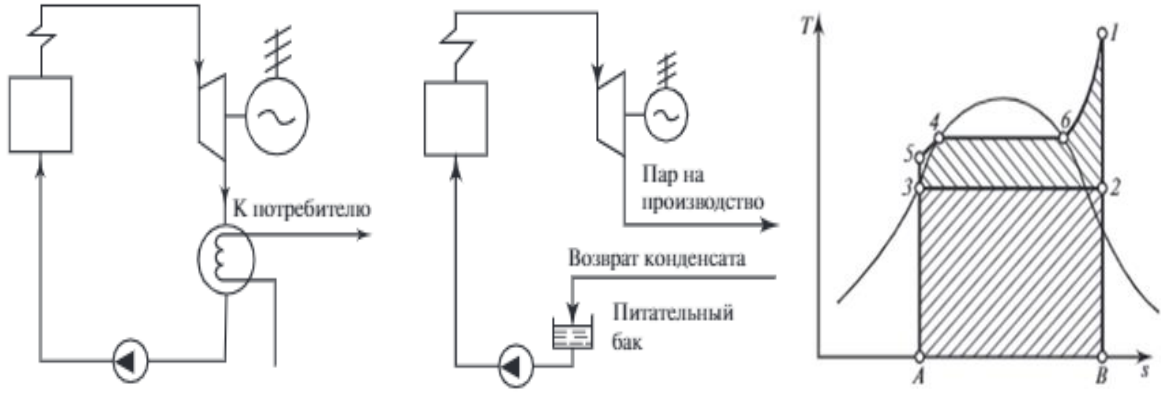


Рис. 4.15. Схема ТЭЦ и теплофикационный цикл Ренкина на T−S диаграмме

С ухудшенным вакуумом давление в конденсаторе поддерживается таким, чтобы температура насыщения пара была достаточно высокой для нужного нагрева охлаждающей воды в конденсаторе. Вода, нагретая в конденсаторе до необходимой температуры, направляется потребителю для отопления.

В установке с турбиной с противодавлением конденсатор отсутствует, а отработавший пар из турбины направляется по паропроводу на производство, где он отдает теплоту и конденсируется; конденсат с производства возвращается для питания котлов. Давление пара на выходе из турбины определяется потребностями производства.

На рис. 4.16 показаны схемы ТЭЦ с турбинами с отбором пара. В этих схемах часть пара достаточно высоких параметров отбирается из промежуточных ступеней турбины (а) (с этой точки зрения эта схема напоминает схему установки с регенеративными подогревателями), пар может быть либо направлен на производство (так называемый производственный отбор), откуда в установку возвращается конденсат, либо в специальные подогреватели-теплообменники (ПТ), в которых этот пар нагревает воду, используемую для отопительных целей (так называемый теплофикационный отбор) (б). Следует заметить, что на современных ТЭЦ наиболее распространены турбины с отбором пара.

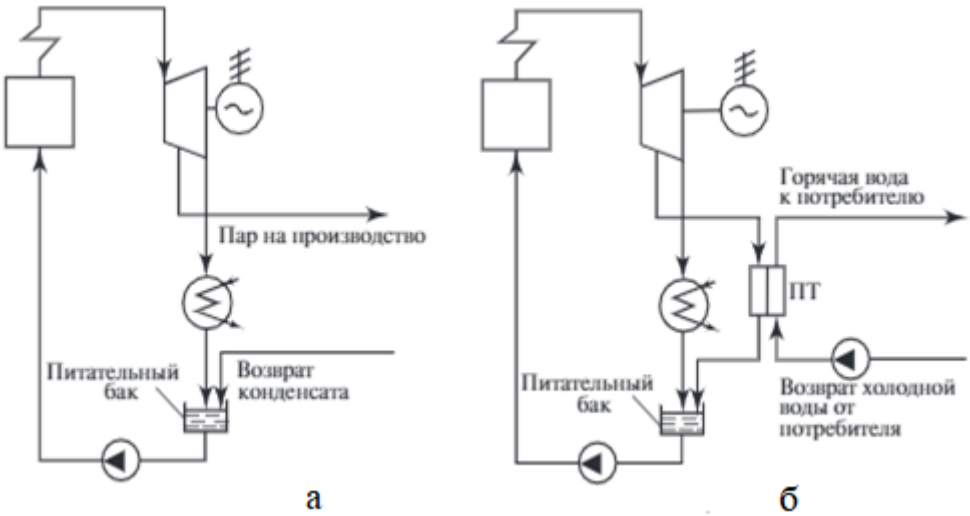


Рис. 4.16. Схемы ТЭЦ с турбинами с отбором пара

Эффективность комбинированной выработки электроэнергии и теплоты оценивается с помощью коэффициентов использования теплоты пара и топлива, а также с помощью коэффициента теплофикации.

При раздельной выработке электроэнергии в конденсационных электростанциях их КПД не превышает 0,35. В результате степень использования теплоты топлива при раздельной выработке электроэнергии и теплоты составляет не более 0,4−0,45.

Коэффициент полезного использования в промышленных котельных, работающих для нужд потребителей теплоты, составляет примерно 0,7−0,8, а местных отопительных котельных примерно 0,5. Комбинированная выработка электроэнергии и теплоты на ТЭЦ позволяет достигать степени использования теплоты топлива до 0,7−0,8.

4.4. Сравнение циклов ГТУ и ПТУ

Для начала проведем эксергетический баланс ПТУ, работающей по действительному циклу Ренкина , представленному на рис. 4.17.

Вода под большим давлением подается насосом в парогенератор (адиабатно−изохорный процесс 3−4), где сначала нагревается в его экономайзерной части до температуры кипения, соответствующей давлению p_1 (процесс 4–5), затем превращается в сухой насыщенный пар (процесс 5–6), который перегревается в пароперегревателе (процесс 6–1). Все эти процессы будем считать изобарными $p_4 = p_1 = const$. Перегретый пар адиабатно расширяется в турбине (процесс 1−2) после чего поступает в конденсатор, где в изобарном процессе 2−3 отводится теплота.

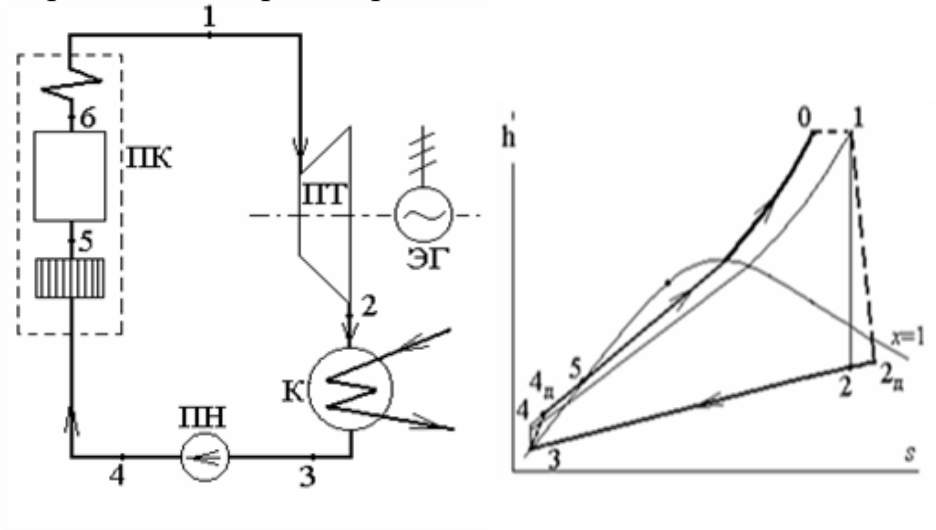


Рис. 4.17. Схема ПТУ и действительный цикл Ренкина на h−S диаграмме

Основные потери связаны с необратимым расширением пара в турбине – трение приводит к росту энтропии (процесс $1–2_д$), сгоранием топлива в котельной установке – часть теплоты теряется с уходящими газами, неполнотой сгорания топлива, а для твердого топлива еще и с золой и шлаком. Менее существенны потери, связанные с трением в насосе ($3–4_д$), в паропроводах (процесс 0–1), электрогенераторе и на собственные нужды. Все эти потери относятся к внутренним эксергетическим потерям.

Так же, как и в цикле ГТУ, в выражении для эксергетического КПД (4.7) входной удельной эксергией является эксергия топлива, отнесенная к единичному расходу пара, причем эксергия 1 кг топлива примерно равна его теплоте сгорания. К эксергии на выходе из установки следует отнести только эксергию полезной работы цикла, а эксергию отводимой теплоты – к внешним эксергетическим потерям.

Диаграммы эксергетических потерь и потерь энергии для ПТУ с температурой и давлением пара перед турбиной 500 °С и 90 бар, давлением в конденсаторе 0,06 бар, КПД котельной установки 0,95, относительным КПД турбины 0,85 приведены на рис. 4.18.

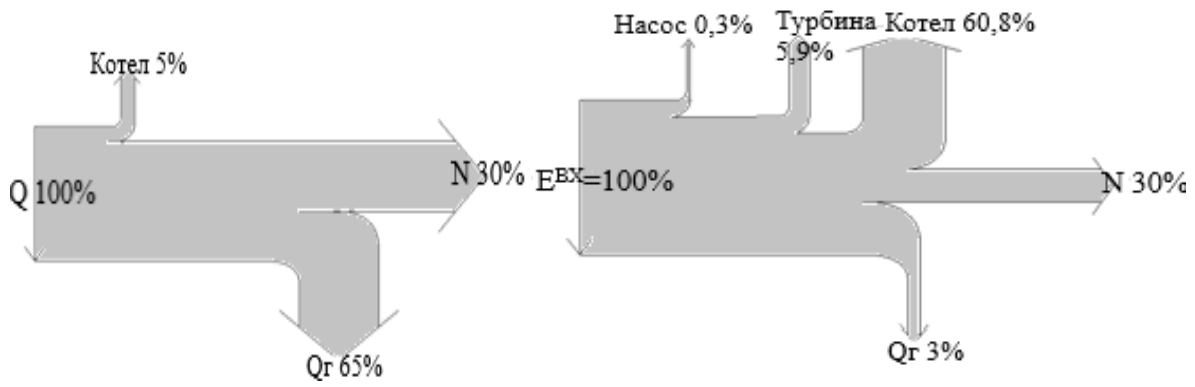


Рис. 4.18. Потери энергии и эксергии в цикле ПТУ

Сравнение циклов газо- и паротурбинных установок (рис. 4.8 и 4.18), в которых производится только механическая (электрическая) энергия показывает, что термический и эксергетический КПД имеют примерно одинаковые значения. Однако эксергетические потери максимальны в котельной установке или камере сгорания в процессах подвода теплоты, а энергетические – в процессах отвода теплоты в конденсаторе ПТУ или в окружающую среду с уходящими газами в цикле ГТУ, причем эксергия отведенной теплоты в цикле ПТУ невелика и не может быть использована, поскольку теплота отводится при температурах, близких к температуре окружающей среды.

ПТУ и ГТУ применяются для получения электрической энергии. Энергетическое использование ГТУ в настоящее время достаточно ограничено. Одной из объективных причин недостаточного использования энергетических ГТУ является низкая топливная экономичность (низкий КПД) или, другими словами, большой расход топлива по сравнению с паротурбинными установками (ПТУ) электростанций. Поэтому ГТУ применяют, прежде всего, для покрытия пиковых нагрузок и в качестве аварийного резерва для собственных нужд крупных энергосистем, когда надо очень быстро включить агрегат в работу. Меньшие габариты и масса ГТУ, а также отсутствие парового котла позволяют вывести установку на рабочий режим значительно быстрее, чем ПТУ, время прогрева которых может достигать многих часов и даже десятков часов. Меньший КПД ГТУ по сравнению с ПТУ в этом случае роли не играет, так как установки работают в течение небольших отрезков времени. В настоящее время ГТУ находят широкое применение на малых предприятиях, где покрывают нужды как по электричеству, а при добавлении к ним КУ (котлов утилизаторов), которые утилизируют тепло выхлопных газов и потребности в тепловой энергии.

4.5. Циклы парогазовых установок

В последние годы в теплоэнергетике все чаще применяются парогазовые установки (ПГУ), имеющие более высокую эффективность по сравнению с энергетическими установками, в которых используются только теплосиловые паровые или теплосиловые газовые циклы.

Парогазовые установки представляют собой комбинацию паротурбинной и газотурбинной установок. Термодинамический цикл парогазовой установки является комбинированным циклом и состоит из цикла паротурбинной установки (цикл Ренкина) и цикла газотурбинной установки (цикл Брайтона). По этой причине комбинированный цикл парогазовой установки иногда называют циклом Ренкина − Брайтона. Цикл парогазовой установки можно считать разновидностью бинарного цикла.

В комбинированных циклах парогазовых установок цикл газотурбинной установки занимает область более высоких температур, соответственно цикл Ренкина расположен в области более низких температур. Такое расположение циклов объясняется следующими обстоятельствами:

- максимальная температура газа в современных газотурбинных установках (1300−1500 °С) существенно выше максимальной температуры пара в цикле Ренкина (550−600°С) паротурбинных установок;
- тепловую энергию отработанных газов газотурбинных установок, которые имеют температуру 400−600 °С, целесообразно использовать в низкотемпературном (паротурбинном) цикле;
- охлаждение рабочего тела в цикле паротурбинной установки осуществляется в изотермическом процессе при температуре, близкой к температуре окружающей среды.

К настоящему времени предложено несколько вариантов схем парогазовых установок. Общей для всех схем является идея использования теплоты отработанных газов газотурбинной установки в цикле паровой турбины. Наиболее эффективны парогазовые установки с котлом-утилизатором. На рис. 4.19 изображены схема парогазовой установки и T−S-диаграмма цикла, построенная в предположении о том, что процессы в турбине, компрессоре и насосе протекают необратимо.

Таким образом, комбинированный цикл парогазовой установки − это бинарный цикл, который состоит из цикла газотурбинной установки 1−2−3−4−5−1 и цикла паротурбинной установки 6−7−7'−8−6. Мощность такой установки равна сумме мощностей газотурбинной и паротурбинной установок.

Анализ цикла парогазовой установки. Термический КПД цикла равен отношению суммарной работы цикла к величине подведенной тепловой энергии. Для расчета КПД парогазовой установки удобно использовать соотношение

$$h = \frac{\dot{W}_{\Sigma}}{\dot{Q}_{in}} \tag{4.12}$$

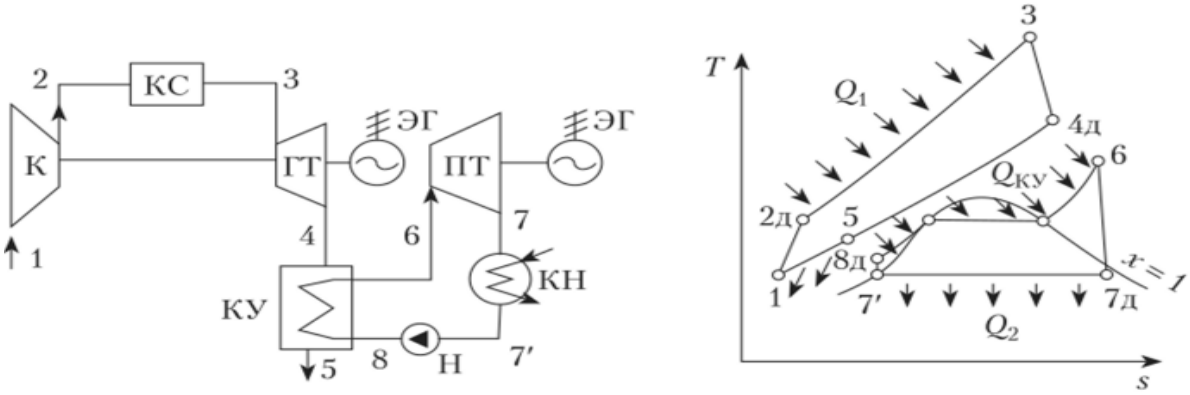


Рис. 4.19. Схема парогазовой установки и T−S диаграмма ее цикла:
К − компрессор; КС − камера сгорания; ЭГ − электрогенератор; ГГ − газовая турбина; ПТ − паровая турбина; КУ − котел−утилизатор; КН − конденсатор; Н − насос

Рассматриваемая парогазовая установка состоит из двух турбин, которые генерируют мощности W_{Tr} и W_{Tu}, а также двух агрегатов, потребляющих мощность, − насоса (W_H) и компрессора (W_K). Таким образом, КПД установки равен

$$\eta = \frac{\dot{W}_{T_г} + \dot{W}_{T_П} - \dot{W}_{T_Н} - \dot{W}_{T_К}}{\dot{Q}_{in}} \tag{4.13}$$

Для турбины соотношение

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{in} - h_{out}); \dot{W}_{T_г} = \dot{m}_Г(h_3 - h_4); \dot{W}_{T_П} = \dot{m}_П(h_6 - h_7) \tag{4.14}$$

Для компрессора и насоса закон сохранения энергии с учетом принятых допущений выглядят так:

$$\dot{W}_К = \dot{m}_Г(h_2 - h_1); \dot{W}_н = \dot{m}_П(h_8 - h_7) \tag{4,15}$$

Наконец, величину теплоты, подведенной к системе, Q_{jn}, можно выразить через изменение энтальпии таким образом:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_Г(h_3 - h_2) \tag{4.16}$$

Таким образом, для того чтобы рассчитать термический КПД парогазовой установки, достаточно знать потоки масс в газотурбинной и паротурбинной установках, а также значения энтальпии рабочего тела в точках 1−8:

В приведенной схеме расчета отсутствуют параметры газа в точке 5 (выхлопные газы). При проведении термодинамического анализа значение энергии газов на выходе из газовой турбины может быть использовано для

расчета отношения потоков массы в ПТУ и ГГУ $т_п$ / $т_г$. Поскольку энергия, отдаваемая уходящими газами, равна энергии, которая усваивается паром в теплообменнике, справедливо соотношение

$$\eta = \frac{\dot{m}_Г(h_3 - h_4) + \dot{m}_П(h_6 - h_7) - \dot{m}_Г(h_2 - h_1) - \dot{m}_П(h_8 - h_{7,})}{\dot{m}_Г(h_3 - h_2)} \quad (4.17)$$

$$\dot{m}_Г(h_4 - h_5) = \dot{m}_П(h_6 - h_8) \quad (4,18)$$

$$\frac{\dot{m}_П}{\dot{m}_Г} = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_6 - h_8)} \quad (4.19)$$

Удельная энтальпия воды при испарении меняется существенно больше, чем энтальпия продуктов сгорания при охлаждении, поэтому $(h_4 - h_5)$ / $(h_6 - h_8)$ <1. Это означает, что за счет охлаждения 1 кг продуктов сгорания можно нагреть и испарить существенно меньшее количество воды. Используя формулу 4.19, можно определить величину потока массы в паротурбинной установке при заданных значениях параметров продуктов сгорания и известном потоке массы в газотурбинной установке.

Рассмотрен самый простой вариант реализации парогазовой установки. Реальные газотурбинные и паротурбинные установки могут иметь различные модификации, за счет которых удается повысить их КПД. В частности, в газотурбинных установках часто применяются промежуточный нагрев, промежуточное охлаждение и регенерация. Поэтому влияние повышения температуры рабочего тела на КПД парогазовой установки зависит от конструктивных особенностей конкретной установки. На рис. 4.20 изображен обобщенный график зависимости КПД парогазовой установки от температуры рабочего тела на входе в турбину газотурбинной установки.

Применение парогазовых турбинных установок имеет следующие достоинства:

- КПД ПГУ достигает 60% (при 30−40% для ГТУ и ПТУ);
- Потребление воды на единицу мощности меньше (в соотв. с КПД);
- Компактность;
- Более высокая экологичность установки.

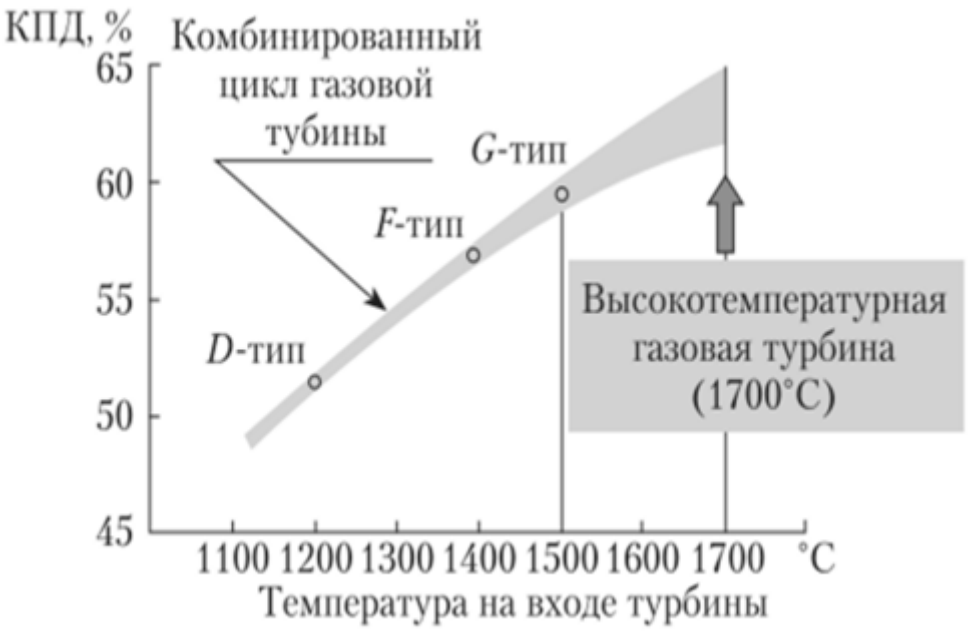


Рис. 4.20. Эффективность парогазовой установки как функция температуры на входе в турбину

4.6. Сравнение циклов теплосиловых установок

При сравнении эффективности циклов теплосиловых установок, каждый из которых может быть использован при получении механической энергии для приводов компрессоров и т.д., а также электрической и тепловой энергии, по величине их КПД и металлоемкости, парогазовые установки (ПГУ) занимают лидирующее положение. КПД паросиловых установок в среднем выше, чем у ГТУ, и близок к КПД ДВС, прежде всего за счет хорошего использования располагаемой энергии пара. (Как указано выше, его температура на выходе из конденсационной турбины составляет 28−30 °С). С другой стороны, располагаемый теплоперепад в турбине и связанный с этим относительно низкий удельный расход пара на выработку 1 кВт позволяют создать паровые турбины на колоссальные мощности – до 1200 МВт в одном агрегате! Поэтому паросиловые установки безраздельно господствуют как на тепловых, так и на атомных электростанциях. Паровые турбины применяют также для привода турбовоздуходувок (в частности, в доменном производстве). Недостаток паротурбинных установок – большие затраты металла, связанные прежде всего с большой массой котлоагрегата. Поэтому они практически не применяются на транспорте.

В порядке возрастания КПД теплосиловые установки располагаются следующем образом: ПГУ−ДВС−ПТУ−ГТУ.

ГЛАВА 5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Отечественная промышленность выпускает холодильные установки в широком диапазоне температур конденсации $T_К$ и испарения $T_И$ с поршневыми или винтовыми компрессорами, а также с турбокомпрессорами, холодопроизводительностью от нескольких ватт до 6500 кВт. Наряду с компрессорными машинами выпускаются теплоиспользуюшие абсорбционные бромисто−литиевые и пароводяные эжекторные холодильные машины. Производятся холодильные установки для сжижения углекислоты и воздуха с целью получения, азота, кислорода и инертных газов.

Все холодильные установки работают по обратному циклу (на диаграммах – в направлении против часовой стрелки). Эффективность холодильного цикла определяется количеством теплоты, отведенным от охлаждаемого тела, и работой, затраченной на это охлаждение. Выражение: $\varepsilon = q_2 / \ell_ц = q_2 / (q_1 - q_2)$, называется холодильным коэффициентом цикла. В отличие от термического КПД прямого цикла η, который всегда меньше единицы, коэффициент обратного цикла может быть больше, меньше или равным единице.

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} \varepsilon = \frac{1}{\eta_t} - 1 \qquad (5.1)$$

Чем выше значение ε, тем более эффективен цикл холодильной установки. Подобно термическому КПД, понятие холодильного коэффициента мы будем применять для анализа лишь обратимых холодильных циклов.

На рис. 5.1 приведены схематично идеальные циклы для холодильных машин всех типов.

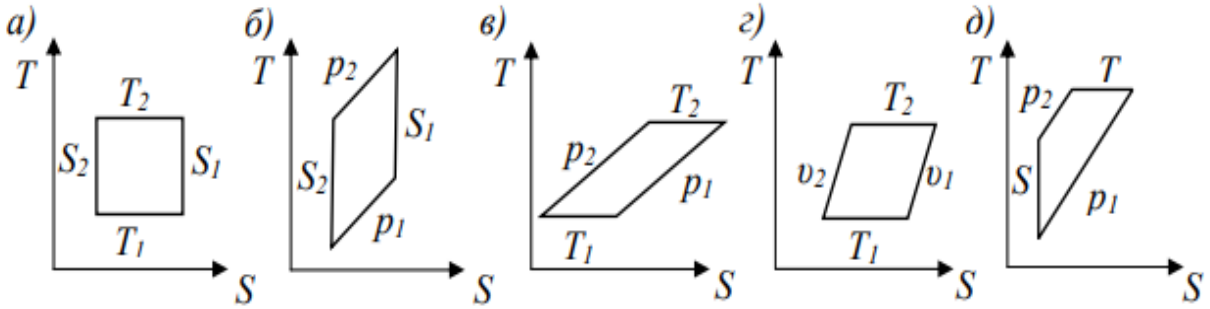


Рис.5.1. Идеальные циклы холодильных установок:
А − цикл Карно; б − цикл Лоренца; в − цикл Эриксона; г − цикл Стирлинга; д − цикл Клода

Идеальным циклом для парокомпрессионной холодильной установки и для газовой, является обратный цикл Карно.

Цикл Лоренца − эталон для газовых и воздушных холодильных установок.

Цикл Эриксона рассматривается при анализе циклов холодильных установок по глубокому охлаждению по методу Линдэ.

Цикл Клода считается эталоном для холодильных машин, в которых применяется детандер.

Выбор эталонного идеального цикла при анализе эффективности работы холодильной установки должен выбираться исходя из тех процессов, которые осуществляются в этой установке.

В циклах холодильных машин рабочим телом является хладагент, который в процессе либо не меняет своего агрегатного состояния, либо меняет его. Существует классификация холодильных машин, которая описана выше. Проведем оценку циклов холодильных машин, которые чаще всего применяются на производствах.

5.1. Холодильные установки умеренного охлаждения

В холодильной технике используются:

- воздушные холодильные установки, работающие по обратному циклу Брайтона;
- парокомпрессионные холодильные установки, работающие по обратному циклу ПТУ (см. гл. 4);
- абсорбционные холодильные установки;
- полупроводниковые и термоэлектрические холодильные установки.

5.1.1. Цикл воздушной холодильной установки. Цикл Лоренца

Воздушная холодильная установка была одним из первых типов холодильных установок, применяемых на практике. Воздушные холодильные установки с поршневым компрессором были распространены во второй половине XIX в., однако уже с начала XX в. они практически перестали применяться в промышленности из−за их малой экономичности. Так, холодильный коэффициент по циклу Карно − 10,3, а поршневые воздушные холодильники имели холодильный коэффициент 2,9. В настоящее время широко применяются установки с турбокомпрессорами, благодаря чему возрастает экономичность воздушных холодильных установок и расширяется область их применения (рис. 5.2).

Хладагент (воздух) расширяется в детандере 1 от давления P_1 до давления P_2, совершая работу, отдаваемую детандером внешнему потребителю. Воздух, охлажденный в результате процесса адиабатного

расширения в детандере от температуры T_1 до температуры T_2, поступает в охлаждаемый объем 2, из которого он отбирает теплоту.

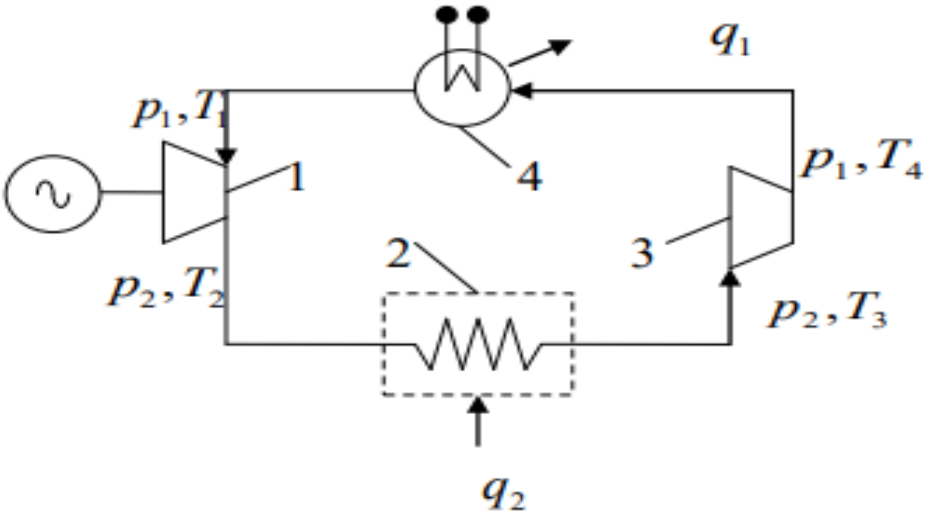


Рис. 5.2. Схема воздушной холодильной установки

Процесс передачи теплоты от охлаждаемого объема к воздуху происходит при постоянном давлении воздуха. Отвод теплоты из охлаждаемого объема возможен только в том случае, если температура воздуха в течение всего изобарного процесса отбора теплоты будет меньше, чем температура охлаждаемого объема. В принципе температура воздуха T_3 на выходе из охлаждаемого объема может сравняться с температурой охлаждаемых тел; на практике она же всегда немного ниже этой температуры. По выходе из охлаждаемого объема воздух направляется в компрессор 3, где его давление повышается от P_2 до P_1 (при этом температура возрастает от T_3 до T_4). Сжатый воздух поступает в охладитель 4. Охладитель представляет собой теплообменник поверхностного типа, в котором температура воздуха снижается вследствие отдачи теплоты охлаждающей воде, циркулирующей через охладитель. На рис. 5.3 представлены диаграммы идеального цикла воздушной холодильной установки в T−S и P−V-координатах.

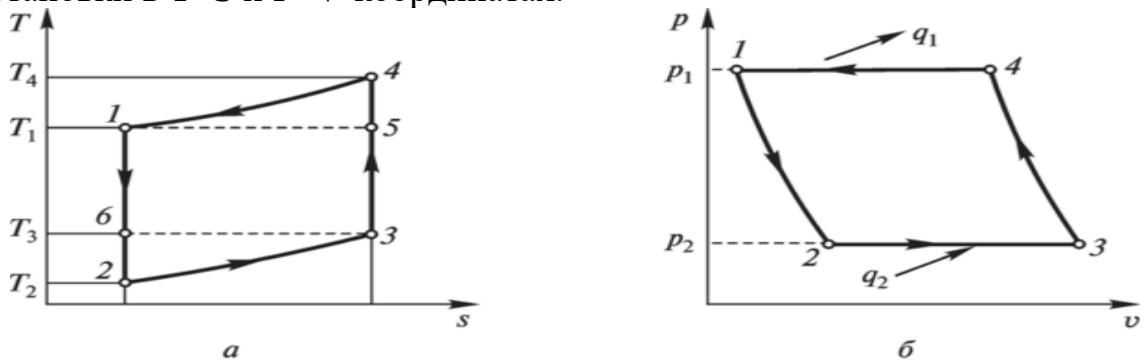


Рис. 5.3. Цикл воздушной холодильной установки (цикл Лоренца) на T−S и P−V−координатах

Рассмотрим процессы цикла: 1−2 − адиабатное расширение воздуха в детандере 1 с понижением температуры от T_1 до T_2; 2−3 − изобарный подвод теплоты к воздуху в теплообменнике 2 с возрастанием температуры от T_2 до T_3; 3−4 − адиабатное сжатие рабочего тела в компрессоре 3 от давления $P_3 = P_2$ до $P_4 = P_1$; 4−1− изобарный отвод теплоты q_1 к внешнему источнику с понижением температуры от T_4 до T_1.

Работа, затраченная в цикле:

$$l = q_1 - q_2 = C_p(T_4 - T_1 - T_3 + T_2) \tag{5.2}$$

Отсюда:

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{T_3 - T_2}{(T_4 - T_1) - (T_3 - T_2)} = \frac{1}{[(T_4 - T_1)/(T_3 - T_2)] - 1} \tag{5.3}$$

Для адиабатных процессов 1− 2 и 3−4 можно записать:

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ и } \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}}; \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_1}{T_2} \tag{5.4}$$

Формула для холодильного коэффициента в окончательном виде:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2} = \frac{1}{\frac{T_1}{T_2} - 1} = \frac{1}{\left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1} \tag{5.5}$$

Таким образом, холодильный коэффициент зависит только от отношения давлений P/P_2.

Цикл, изображенный на рис. 5.3, называется циклом Лоренца. Сравним его холодильный коэффициент с коэффициентом эквивалентного обратного обратимого цикла Карно, определяемым по формуле (5.1). Эта формула применительно к циклу Карно 1−5−3−6, изображенному на рис. 5.2, а, примет вид

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l} = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{T_2}{T_1 - T_3} \tag{5.6}$$

Так как $T_3 > T_2$, то $\varepsilon_к > \varepsilon$. Более низкий холодильный коэффициент цикла воздушной холодильной установки объясняется необратимостью теплообмена в изобарных процессах отвода (4−7) и подвода (2−3) теплоты к рабочему телу, так как они протекают при конечной разности температур.

5.1.2. Цикл парокомпрессионной холодильной установки

В парокомпрессорных холодильных установках в качестве рабочего тела используют низкокипящие жидкости. Благодаря этому рабочий цикл можно расположить в двухфазной области состояния, в которой изобарные процессы подвода и отвода теплоты можно заменить на изотермические и тем самым уменьшить потери, связанные с необратимостью процессов.
Принципиальная схема установки и диаграмма цикла в T−S−координатах представлена на рис. 5.4.

Установка работает следующим образом. В компрессоре 1 пар адиабатно сжимается (процесс 1−2). В конденсаторе 2 холодильный агент вначале охлаждается (процесс 2−2') при постоянном давлении и затем конденсируется (процесс 2'−3) с отдачей в окружающую среду теплоты q_1. В дроссельном вентиле 3 происходит процесс дросселирования (3−5) с превращением жидкости во влажный пар. В испарителе 4 влажный пар принимает теплоту q_2 и содержащаяся в нем жидкость испаряется (процесс 5−1).

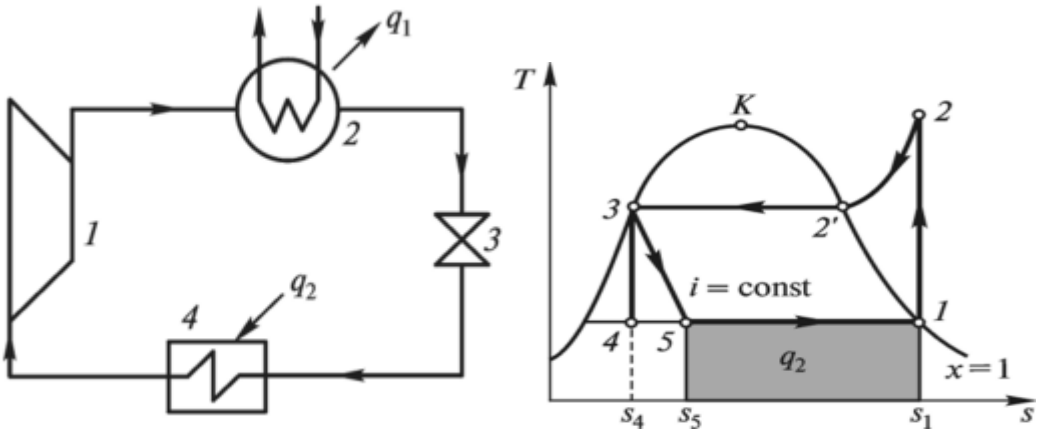


Рис. 5.4. Схема и цикл парокомпрессионной холодильной установки

Процесс дросселирования в дроссельном вентиле является существенно необратимым процессом и на диаграмме изображается условной кривой 3−5. Если вместо него применить детандер (расширительный цилиндр), то процесс протекал бы по линии 3−4. Таким образом, замена расширительного цилиндра дроссельным вентилем вызывает некоторую потерю холодопроизводительности, измеряемую площадью фигуры S_4−4−5−S_5 и вызванную возрастанием энтропии рабочего тела.

Следовательно, его применение приводит к уменьшению количества теплоты q_2, получаемой от охлаждаемых тел. Положительными сторонами применения дроссельного вентиля являются возможность легко регулировать давление пара, а также максимальная простота конструкции.

Холодильный коэффициент этой установки определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{q_2}{l_ц}, \tag{5.7}$$

где q_2 – удельное количество теплоты, воспринимаемое паром в испарителе, $q_2 = h_1 - h_5 = h_1 - h_4$; $l_ц$ – удельная работа, затраченная при адиабатном сжатии пара в компрессоре, $l_ц = h_2 - h_1$.

$$\varepsilon = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{5.8}$$

Значение холодильного коэффициента, определяемого по этой формуле, на 15–20% ниже холодильного коэффициента обратного цикла Карно, а это значительно меньше, чем в цикле воздушной установки. Таким образом, парокомпрессионная установка имеет по сравнению с воздушной холодильной установкой значительно более высокий холодильный коэффициент, а также обеспечивает большую холодопроизводительность. Следовательно, парокомпрессионная холодильная установка термодинамически более совершенна, чем воздушная холодильная установка, при малом температурном интервале. При большом температурном интервале выгоднее газовая холодильная установка.

На эффективность парокомпрессионной установки большое значение оказывает хладагент. Хорошим хладагентом является аммиак NH_3. При T_1 = 20 °С давление насыщенных паров аммиака составляет 857 кПа, тогда как атмосферному давлению (98 кПа) соответствует температура насыщения, равная –34 °С. Аммиак имеет большую теплоту парообразования и, следовательно, обеспечит высокую холодопроизводительность на 1 кг хладагента. Эти качества делают аммиак одним из лучших хладагентов, широко применяемых в промышленных холодильных установках. Недостатками аммиака являются его токсичность и коррозионная активность по отношению к цветным металлам, вследствие чего в бытовых холодильных установках аммиак не применяется.

Эксергетический баланс парокомпрессионной холодильной установки

Для холодильной системы полученный эффект измеряется тепловым потоком, подводимым к системе (и отводимым от охлаждаемого объекта) при низкой температуре Q. Затраты определяются электрической или механической работой L. Процесс преобразования соответствует формуле L→Q. Коэффициент холодильный (ε) в отличие от эксергетического КПД (ηэ) может быть как меньше, так и больше единицы, а значение Q_1 (теплота,

отводимая в окружающую среду), рассматриваемое как потеря, больше, чем Q_2 (подводимая к системе), поскольку $Q_1 = Q_2 + L$.

Таким образом, эффект, получаемый от холодильной установки, может быть большим, чем затраты, а потери всегда больше, чем получаемый эффект. Как взаимосвязаны между собой холодильный коэффициент и эксергетический КПД. Эксергетическая холодопроизводительность $Eq = Q_2 \cdot \tau e$. Эксергетический КПД $\eta_э = Eq/L$. Холодильный коэффициент $\varepsilon = Q_2/Q_1 - Q_2$. Наконец, эксергетическая температурная функция:

$$\tau_e = \frac{1 - T_{о.с}}{T} = \frac{1 - 293{,}15}{T} \qquad (5.9)$$

Связь между ηe и холодильным коэффициентом ε отражается в формуле (5.10):

$$\varepsilon = -\frac{\eta_э}{\tau_e} \qquad (5.10)$$

Так как $\eta e < 1$, а τe в низкотемпературной области меняется от 0 до $-\infty$, то холодильный коэффициент может быть как больше, так и меньше единицы. Он не связан непосредственно с совершенством установки, поэтому ε может быть большим у менее совершенной системы. Напротив, эксергетический КПД ηe характеризует, как и во всех других случаях, совершенство установки однозначно, независимо от температурных условий.

Если холодильная установка работает за счет теплового потока Qт , а не работы L, то ее КПД $\eta_Э$ определяется : $\eta_Э = Eq/ Eq^т$, где $Eq^т = Qт \cdot \tau e^т$. Эксергетическая температурная функция для теплоносителя $\tau e^т$ будет определяться по той же формуле, но с соответствующими для этого теплоносителя температурами.

Итак, проведем эксергетический анализ для парокомпрессионой холодильной установки, представленной на рис.5.4.

Итак, основные элементы парокомпрессионной холодильной установки:

- компрессор;
- конденсатор;
- дроссельный вентиль;
- испаритель.

В выражении для эксергетического КПД входная удельная эксергия равна удельной работе, затрачиваемой на сжатие в компрессоре, а эксергия на выходе – удельная эксергия теплоты, подводимой к рабочему телу в холодильной камере; эксергия теплоты, отводимой в теплообменник относится к внешним эксергетическим потерям.

Располагаемая эксергия E=100% − это электрическая мощность Nк, подводимая к двигателю компрессора.

На входе. Работа компрессора, которая равняется эксергии; эксергия потока хладагента из испарителя; тепловая эксергия, которая подводится к испарителю.

На выходе. Эксергия тепла в окружающую среду из конденсатора.

Потери эксергии при необратимости процессов. Гидравлические процессы при сжатии в компрессоре и дросселировании; теплообмен в испарителе и конденсаторе.

Для составления и расчета эксергетического баланса в первую очередь определяют параметры хладагента в четырех состояниях: P,T,S,E.

Усредненные значения потерь эксергии для парокомпрессионной аммиачной холодильной установке с поршневым одноступенчатым компрессором, будут выглядеть следующим образом:

$E_{вход}$~100%

Компрессор + двигатель~40%

Конденсатор~18,5%

Дроссельный вентиль~10%

Испаритель~6%

Эксергетический КПД~25,5%

Анализ этих данных показывает, что наибольшие потери эксергии происходят в компрессоре и двигателе. Из них только в компрессоре чуть более 30%. Для снижения потерь целесообразно использовать двухступенчатый компрессор или другой тип.

Процесс в конденсаторе сопровождается отводом теплоты $q_к = h_2 – h_3$ и соответствующим уменьшением эксергии, которая полностью теряется. Наибольшая часть потери, равная d_E, связана с охлаждением аммиака от температуры T_2 до температуры конденсации Тк $=T_3$. Потери могут быть снижены за счет уменьшения давления конденсации, а следовательно, и понижения температуры конденсации, но при этом необходимо увеличить поверхность конденсатора (из-за падения разности температур теплоносителей в нем).

Процесс дросселирования 3−4 приводит к понижению температуры; при этом теряется эксергия $e_{3–4}$.

Наконец, в процессе 4−1, протекающем при Ти, аммиак испаряется и его энтальпия возрастает на величину $q_и=(h_1–h_4)$, равную удельной холодопроизводительности. Одновременно аммиак отдает эксергию $e_4–e_1$, равную эксергетической холодопроизводительности eq, и цикл замыкается.

5.1.4. Цикл пароэжекторной холодильной установки

Цикл пароэжекторной холодильной установки, так же, как и цикл парокомпрессионной установки, осуществляется с хладагентом в виде влажного пара. Основное отличие состоит в том, что если в цикле парокомпрессионной установки сжатие пара по выходе из охлаждаемого объема производится с помощью компрессора, то в пароэжекторной установке для этой цели используется паровой эжектор.

Чем вызвано применение парового эжектора вместо компрессора? Для получения в холодильных установках не слишком низких температур (примерно от 3 до 10 °С) в качестве хладагента может быть использован водяной пар. Однако при температурах вблизи 0 °С удельный объем пара весьма велик (например, при Т = 5 °С $v'' = 147{,}2$ м^3/кг). Поршневой компрессор, сжимающий пар столь малой плотности, представлял бы собой весьма громоздкую машину. Именно поэтому в цикле холодильной установки, работающей на водяном паре, применяется значительно более компактный, хотя и гораздо менее совершенный, аппарат-паровой эжектор, в котором используется дешевый пар низких параметров. Пароэжекторная установка представляет собой один из самых старых типов холодильных установок (рис. 5.5). Водяной пар, образовавшийся при расширении насыщенной воды в редукционном вентиле 1 от давления P_1 до давления P_2, поступает в испаритель 2, размещенный в охлаждаемом объеме. Из испарителя пар высокой степени сухости при давлении p_2 направляется в камеру смешения парового эжектора 3. В сопло эжектора подается пар из котла 4 с давлением $P_к$. Расходы пара, подаваемого в камеру смешения эжектора из испарителя и в сопло эжектора из котла, подбираются таким образом, чтобы давление пара на выходе из диффузора эжектора равнялось P_1. Из эжектора сухой насыщенный пар направляется в конденсатор 5, где он конденсируется, отдавая теплоту охлаждающей воде.

Поток конденсата при давлении P_1, выходящий из конденсатора, раздваивается − большая часть воды направляется в холодильный контур, на вход редукционного вентиля 1, а меньшая часть − к насосу 6, в котором давление воды повышается до $P_к$. Насос 6 подает воду в котел. Парообразование происходит за счет теплоты, подводимой в котле. **Существенным отличием пароэжекторной установки от парокомпрессионной** является то, что для привода компрессора необходима механическая энергия (от электрического или другого двигателя), а для сжатия пара с помощью эжектора − кинетическая энергия пара, образовавшегося в котле.

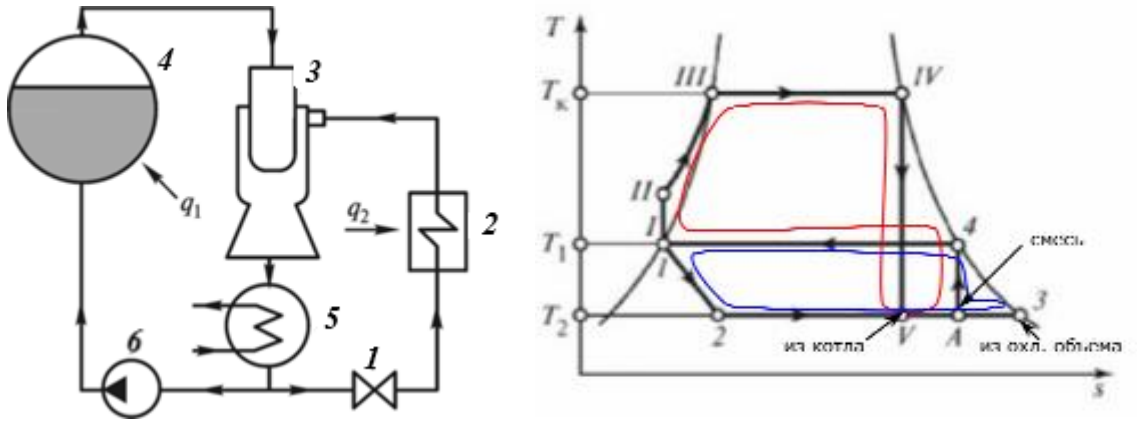


Рис. 5.5. Схема и цикл пароэжекторной холодильной установки

На T−S диаграмме, как и в случае цикла парокомпрессионной установки, линия 1−2 изображает процесс адиабатного дросселирования насыщенной воды в редукционном вентиле, а линия 2−3 – изобарно-изотермический процесс в испарителе (положим для определенности, что из испарителя выходит сухой насыщенный пар). На этой же диаграмме изображен цикл, совершаемый той частью пара, которая циркулирует в контуре котел−эжектор−конденсатор−котел.

На диаграмме оба цикла изображены в расчете на 1 кг пара. Здесь I−II – процесс повышения давления воды в насосе; II−III−IV – процесс подвода теплоты в котле по изобаре $P_К$= const (II−III – нагрев до кипения, III−IV – парообразование), а IV−V – процесс расширения пара в сопле эжектора. Пар расширяется в сопле до давления P_2 (точка V) и смешивается затем с паром того же давления, поступившим в эжектор из испарителя (точка 3). В результате смешения влажного пара в состоянии V с сухим насыщенным паром в состоянии 3 получается пар промежуточной (между V и 3) степени сухости – точка A.

Линия A−4 соответствует повышению давления обоих потоков пара в диффузоре эжектора от P_2 до P_1, а линия 4−1 – процессу конденсации этого количества пара в конденсаторе установки. Поскольку в цикле установки работа для сжатия пара извне не подводится, а вместо нее подводится теплота в котле, эффективность цикла такой установки характеризуется коэффициентом теплоиспользования ξ, определяемым в виде:

$$\xi = \frac{q_2}{q_к} = \frac{h_3 - h_2}{(h_{IV} - h_I)g}\,, \qquad (5.11)$$

где g – отношение количества пара с давлением $P_К$, подаваемого в сопло эжектора из котла, к количеству пара, поступающего в камеру смешения эжектора из испарителя.

Коэффициент теплоиспользования нельзя непосредственно сравнивать с холодильным коэффициентом ε, поскольку в выражении для ε

фигурирует затраченная в цикле работа $l_Ц$, а в выражении для ξ – затраченная в цикле теплота $q_К$.

С точки зрения термодинамики цикл пароэжекторной холодильной установки весьма несовершенен по сравнению с циклом парокомпрессионной установки, поскольку процесс смешения в эжекторе сопровождается значительными потерями работоспособности вследствие принципиально необратимого характера этого процесса. Тем не менее, благодаря своей простоте (компактность, отсутствие движущихся частей и возможности использования дешевого пара низких параметров) пароэжекторные холодильные установки находят применение. Пароэжекторные установки могут работать не только с водяным паром; в качестве хладагента в них могут быть использованы, например, фреоны.

5.1.5. Цикл абсорбционной холодильной установки

Еще одной разновидностью холодильных циклов, в которых используется хладагент в виде влажного пара, является цикл абсорбционной холодильной установки, рис. 5.6. От уже рассмотренных циклов паровых холодильных установок: парокомпрессионной и пароэжекторной – он отличается способом сжатия пара, выходящего из испарителя. В рассматриваемой установке используется явление абсорбции пара жидким раствором. Абсорбцией называют поглощение вещества всем объемом поглощающего тела. Как известно, пар чистого вещества может быть поглощен (сконденсирован) этим же веществом в жидком состоянии лишь в том случае, если жидкость имеет температуру меньшую, чем температура пара. В отличие от чистых веществ растворы обладают замечательной способностью абсорбировать (поглощать) пар раствора одного состава жидким раствором другого состава даже в том случае, когда температура жидкости выше температуры пара. Именно это свойство раствора и используется в абсорбционных холодильных установках.

Температура кипения бинарного раствора при постоянном давлении зависит от состава раствора. При этом температура кипения будет тем выше, чем больше в растворе доля компонента с более высокой температурой кипения.

Зависимость температуры кипения бинарного раствора при постоянном давлении от состава раствора изображается кривой кипения на T−K диаграмме, где K – массовая доля высококипящего компонента. На рисунке кривая кипения – сплошная линия. Характерной особенностью растворов является то, что пар, получающийся при кипении раствора, имеет иной состав, чем находящийся с ним в равновесии жидкий раствор; пар богат низкокипящим компонентом. Кривая пара – линия составов пара, находящегося в равновесии с жидкостью, изображена штриховой линией. При температуре T_1 в равновесии с жидким раствором состава K_M находится пар раствора состава K_N, а при температуре T_2 жидкому раствору состава K_m

соответствует пар состава K_n. Если теперь пар состава K_n, имеющий температуру T_2, привести в соприкосновение с жидким раствором состава K_M при температуре T_1, по отношению к которому пар состава K_n является переохлажденным, то очевидно, что пар будет конденсироваться (абсорбироваться жидким раствором). Давление жидкости и пара в этом процессе одно и то же. Теплота парообразования, выделяющаяся в процессе абсорбции при температуре T_1, отводится из раствора. Получается раствор состава $K_m < K < K_N$.

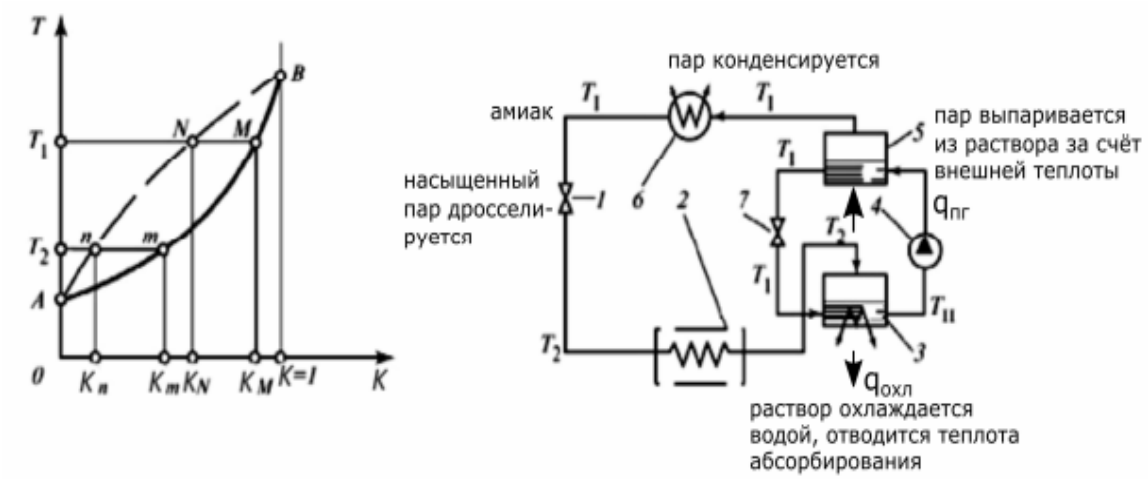


Рис. 5.6. Схема и цикл абсорбционной холодильной установки

В качестве одного из возможных хладагентов в такой установке используется влажный пар аммиака. Жидкий насыщенный аммиак, дросселируясь в редукционном вентиле 1 от давления P_1 до давления P_2, охлаждается от температуры T_1, до температуры T_2. Затем влажный пар аммиака поступает в испаритель 2, где степень сухости пара увеличивается до x= 1 за счет притока теплоты q_2 от охлаждаемого объема. Сухой насыщенный пар аммиака при температуре T_2 поступает в абсорбер 3, куда подается также раствор аммиака в воде, имеющий температуру T_1. Поскольку, при одном и том же давлении вода кипит при значительно более высокой температуре, чем аммиак, легкокипящим компонентом в этом растворе является аммиак. Этот раствор абсорбирует пар аммиака; теплота абсорбции $q_{абс}$, выделяющаяся при этом, отводится охлаждающей водой 1. Концентрация аммиака в растворе в процессе абсорбции увеличивается, и, следовательно, из абсорбера выходит обогащенный раствор. С помощью насоса 4, повышающего давление этого обогащенного раствора от P_2 до P_1 ,раствор подастся в генератор аммиачного пара 5, где за счет теплоты $q_{ПГ}$, подводимой к раствору от внешнего источника, происходит испарение раствора. Выделяющийся при этом пар значительно более богат аммиаком, чем раствор, из которого он получается. Практически из раствора выделяется почти чистый аммиачный пар, так как парциальное давление водяного пара в газовой фазе при этих температурах ничтожно мало. Этот

аммиачный пар при температуре T_I и давлении P_1 поступает затем в конденсатор 6, где он конденсируется, и жидкий аммиак в состоянии насыщения направляется в редукционный вентиль 1. Что же касается выходящего из парогенератора 5 раствора, содержание аммиака в котором значительно снизилось в результате выпаривания, то этот бедный аммиаком раствор дросселируется в редукционном вентиле 7 от давления от P_1 до P_2, и затем поступает в абсорбер 3, где он обогащается аммиаком за счет абсорбируемого аммиачного пара. Следует заметить, что при дросселировании в вентиле 7 температура бедного раствора практически не изменяется.

Из приведенной схемы установки видно, что абсорбционный узел этой установки, состоящий из абсорбера 3, генератора аммиачного пара 5, насоса 4 и редукционного вентиля 7, служит в конечном итоге для сжатия аммиачного пара от давления от P_2 на выходе из испарителя до давления P_1 на входе в конденсатор.

Преимущество этого способа сжатия аммиачного пара заключается в том, что если в обычной парокомпрессионной установке на сжатие пара затрачивается значительная работа, то в случае абсорбционной установки насос повышает давление жидкости (водоаммиачный раствор). При этом затрата работы на привод насоса пренебрежимо мала по сравнению с затратой работы в компрессоре, да и сам насос компактен и конструктивно прост. Конечно, выигрыш в работе, затрачиваемой на привод компрессора, компенсируется затратой теплоты в генераторе аммиачного пара 5; эта теплота отводится затем охлаждающей водой в абсорбере 3, так что ПГ $q_{абс}$= $q_{ПГ}$ (если пренебречь работой насоса).

Коэффициент теплоиспользования абсорбционной холодильной установки определяется соотношением:

$$\xi = \frac{q_2}{q_{ПГ}}, \qquad (5.12)$$

где q_2 − теплота, отводимая из охлаждаемого объема, а $q_{ПГ}$ – теплота, подводимая в генераторе аммиачного пара.

Абсорбционные холодильные установки получили широкое распространение ввиду того, что они просты, надежны и дешевы в изготовлении. Следует отметить, что термодинамически они менее совершенны, чем паровые, но их эффективность начинает превосходить парокомпрессионные холодильные установки, когда для выпаривания аммиака из раствора в генераторе аммиачного пара может быть использован отработавший пар или другие теплоносители низкого температурного потенциала. В современных абсорбционных холодильных установках для увеличения коэффициента теплоиспользования применяются растворы бромистого лития.

5.1.6. Сравнение холодильных установок умеренного охлаждения

Холодильные машины различных типов, отличающиеся устройством и принципом действия, имеют свои характерные особенности, благодаря которым они могут удовлетворять тем или иным требованиям, потребителей искусственного холода.

Прежде всего он исходит из того, какой **температурный уровень** должна создать и поддерживать холодильная установка и сколько теплоты необходимо отвести от охлаждаемого объекта. Если необходимо поддерживать температуру до −10 °С, то эффективно использовать пароэжекторную установку, она менее энерго− и металлоемкая из всех рассмотренных холодильных установок. При создании температуры до −50 °С и при наличии на предприятии низкопотенциальных тепловых источников (дымовые газы, горячая вода или отработанный пар) наиболее эффективно использовать абсорбционную холодильную установку.

Наибольшее распространение в области умеренного холода получили **парокомпрессионные холодильные машины**. Именно они составляют наибольшую (можно сказать, подавляющую) часть парка всех работающих в мире установок. У них по сравнению с машинами других типов более высокий (при прочих равных условиях) холодильный коэффициент и наименьший расход энергии при эксплуатации.

В их составе применяются компрессоры различных типов: поршневые, винтовые, центробежные, турбокомпрессоры.

Поршневые компрессоры имеют высокий коэффициент, однако для них характерна большая, чем для компрессоров других типов, вибрация и они менее надежны из-за наличия клапанов, которые гораздо чаще других деталей выходят из строя. Поршневые очень хороши в машинах малой и средней холодопроизводительности и чересчур громоздки, тяжелы и менее энергетически эффективны в машинах большой холодопроизводительности. Если от охлаждаемого объекта надо отводить очень много теплоты, то, скорее всего, выбор придется остановить на установке с винтовым или центробежным компрессором, который в данном случае имеет преимущества перед поршневым компрессором.

В последнее время начали широко использовать **винтовые компрессоры**, которые в области малых холодопроизводительностей пока не могут конкурировать с поршневыми по энергетической эффективности, но почти сравниваются с ними по этому показателю в области средних холодопроизводительностей. Главное достоинство винтовых компрессоров − высокая надежность. Это, а также компактность и незначительная вибрация обусловили широкое применение винтовых компрессоров вначале в судовых холодильных установках, а затем в установках разных отраслей народного хозяйства. К недостаткам следует отнести повышенный уровень шума и громоздкость масляной системы.

5.2. Холодильные установки глубокого холода

Глубокое охлаждение используется для сжижения и разделения газов (воздух, коксовый и природный газы и т.д.). Методами глубокого охлаждения получают редкие газы: аргон, гелий, неон, криптон и ксенон.

При глубоком охлаждении применяют два основных метода получения низких температур:

• расширение газов без совершения внешней работы (дросселирование с использованием эффекта Джоуля − Томсона);

• расширение газов с совершением внешней работы в детандере.

Дроссельный эффект может быть положительным (при дросселировании газ охлаждается) и отрицательным (газ нагревается). Температура большинства газов при дросселировании понижается, причем воздух, кислород и азот можно охладить при комнатной температуре, а водород и гелий необходимо предварительно охладить для получения положительного дроссельного эффекта.

5.2.1. Циклы холодильных установок, работающих по методу Линдэ

В методе Линде, впервые предложенном и осуществленном в 1895 г., сжижение достигается посредством охлаждения газа при адиабатном дросселировании с предварительным охлаждением этого газа перед дросселированием. Схема ожижительной установки, выполненной по методу Линде, изображена на рис. 5.7, идеальным циклом которого является цикл Эриксона (рис. 5.1). Установки с дроссельными циклами отличаются исключительной простотой и надежностью в работе, вследствие чего широко распространены в производстве холода и сжиженных газов. Однако из-за низкой экономичности эти установки пригодны лишь для получения холода в небольших количествах.

В установке с однократным, или простым, дросселированием (цикл Линде) газ изотермически сжимается в компрессоре К (процесс 1−2), изобарно охлаждается в теплообменнике до температуры T_3, расширяется (при h = const) в дроссельном вентиле Др от давления сжатия P_2 до давления всасывания P_1 (процесс 3−4); при этом газ частично конденсируется. Жидкость в количестве X (доля сжиженного газа по отношению к количеству дросселируемого; количество последнего принимают за единицу, на рис. 5.7 обозначают 1) в состоянии f выводится из сборника Сб, а пар в количестве (1−X) возвращается через ТО в компрессор. В точке 1 к нему добавляется газ в количестве X, и цикл повторяется.

Холодопроизводительность:

$$q_к = T_x(S_5 - S_4) = h_1 - h_2 = h_5 - h_4 = X(h_1 - h_f) \qquad (5.13)$$

Доля выводимого сжиженного газа: $X_f = (h_1 - h_2)/(h_1 - h_f)$;

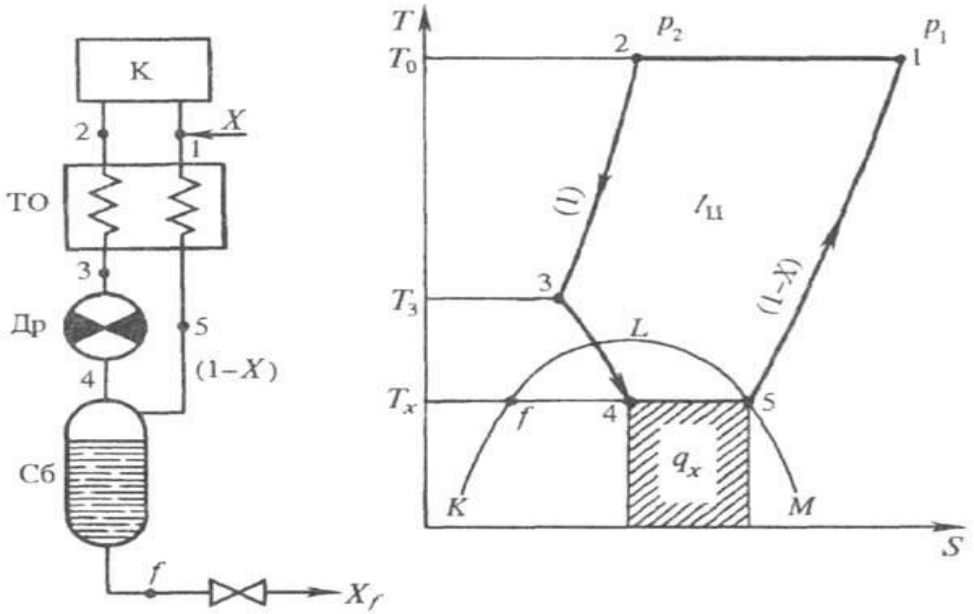


Рис. 5.7. Схема криогенной установки с однократным дросселированием

В идеальном дроссельном воздушном цикле очень малы доля получаемой жидкости ~ 5,5% и холодильный коэффициент − 7%; термический КПД − 5%. Известны методы повышения эффективности такого цикла. Главный из них − предварительное охлаждение сжатого газа от внешнего источника. Так, в воздушном дроссельном цикле с промежуточным охлаждением до 228 К (T_0 = 300 К) доля получаемой жидкости увеличивается до ~ 16,5%, а термический КПД до 15%. Пользуясь методом Линде с предварительным охлаждением, английский физик Д. Дьюар в 1898 г. впервые получил жидкий водород.

Параметры криогенного цикла можно значительно улучшить применением многократного дросселирования и циркуляции части потока.

5.2.2. Циклы детандерных холодильных установок

Это циклы высокого, среднего, низкого давления с использованием детандеров для расширения газа и частичного возврата работы. Детандеры могут быть как поршневыми, так и центробежными (турбодетандеры). При расширении газа в детандере достигается большее снижение температуры, чем при дросселировании. Однако эффективность охлаждения с помощью этого метода невелика из−за гидравлических ударов и вихреобразования в детандере, приводящих к потерям теплоты. Поэтому для получения низких температур осуществляют комбинированные циклы, в которых расширение газа в детандере обеспечивает предварительное охлаждение, а для дальнейшего охлаждения до температуры сжижения применяют дросселирование.

При использовании детандеров необходимо поддерживать определенное давление сжатия и температуру газа перед детандером. Для каждого давления сжатия существует определенная температура, которая обеспечивает максимальный эксергетический КПД установки. Чем выше давление сжатия, тем выше температура сжатия перед детандером. Пример для воздуха: P = 4 МПа => T = 191 К; P = 20 МПа => T = $T_{о.с}$.

Циклы среднего и высокого давления. Циклы Клода и Гейляндта

Циклы рассматриваемой группы находят широкое применение в установках средней мощности для получения холода и ожижения газов. При нижней температуре газа в цикле около 80 К обычно применяют две ступени охлаждения; нижнюю ступень выполняют дроссельной, верхнюю − детандерной. Такие циклы впервые осуществлены в начале XX в. Ж. Клодом и Гейляндтом в установках среднего и высокого давления с поршневыми детандерами для получения жидкого воздуха (рис. 5.8 и 5.9)

Исторически первым детандерным циклом явился цикл, предложенный Клодом.

Из холодопроизводительности детандера, на первый взгляд, следует, что целесообразно направлять в детандер возможно большее количество газа (в связи с тем, что холодопроизводительность детандера пропорциональна количеству газа, направляемого в детандер *M*) при сравнительно высокой температуре T_7 (так как адиабатический перепад энтальпий в детандере, следовательно, и его холодопроизводительность, растут с увеличением T_7).

Анализ работы схемы показывает, что выбор M и T_7 не может быть произвольным, так как следует принимать во внимание условие теплообмена. Действительно, если, например, зафиксировать долю газа, направляемого в детандер M, и увеличивать температуру газа перед детандером T_7, то могут возникнуть затруднения с передачей детандерного холода потоку газа высокого давления P_2.

Из рассмотрения работы детандерного теплообменника следует, что, если в точке 7 отбирается значительная доля детандерного потока M, то этим самым уменьшается доля прямого потока, идущего на дросселирование. Количество детандерного холода вместе с холодом обратного потока окажется столь большим, что часть его уже не сможет быть передана газу высокого давления. В итоге обратный поток уйдет из предварительного теплообменника с большой недорекуперацией даже при самом идеальном теплообмене. Для уменьшения потерь от недорекуперации необходимо сокращать долю газа M, направляемого в детандер, до тех пор, пока условия теплообмена не будут выполнены.

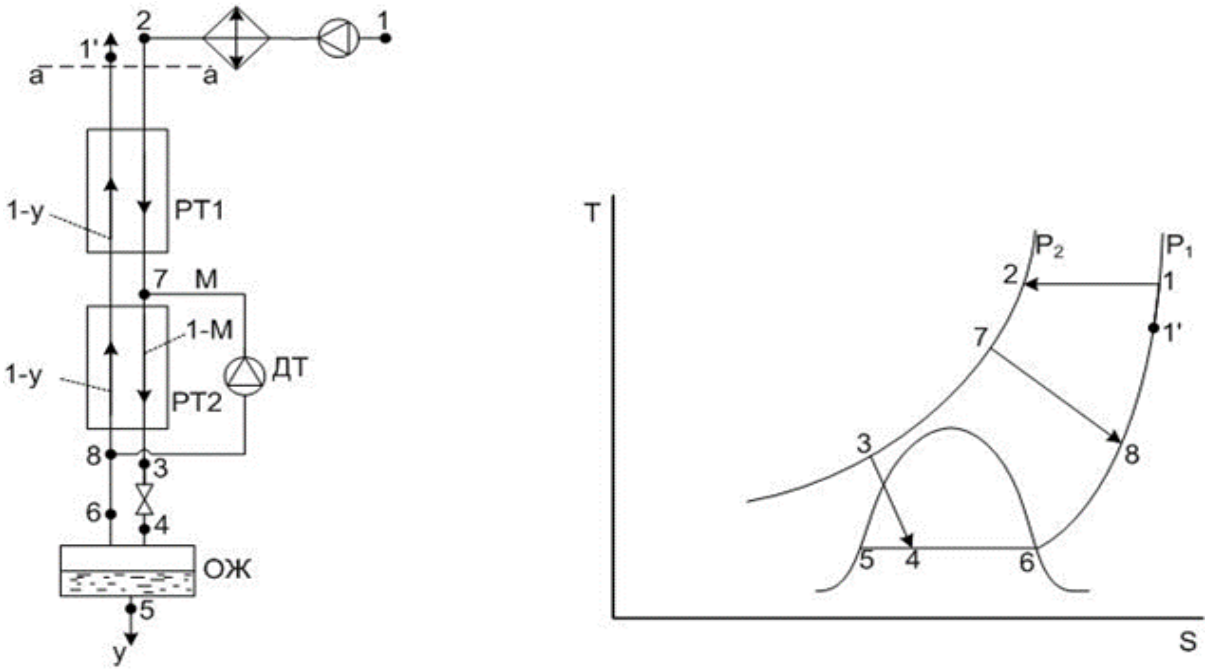


Рис. 5.8. Схема и цикл холодильной установки среднего давления. Цикл Клода

Анализ рассматриваемого цикла показывает, что каждому значению давления P_2 соответствуют оптимальная доля газа М, направляемая в детандер, и оптимальная температура T_7 газа перед детандером. С увеличением P_2 уменьшается М и возрастает T_7.

При повышении P_2 (до 200 бар для воздуха) оказывается, что температура перед детандером возрастает до температуры окружающей среды. В этом случае отпадает необходимость в предварительном теплообменнике, так что газ после сжатия в компрессоре до давления P_2 сразу же распределяется на две части – доля М (~0,6) расширяется в детандере (процесс 7−8), а доля (1-М) направляется в детандерный теплообменник, где охлаждается обратным потоком газа низкого давления P_1. Такой цикл был предложен Гейляндтом.

Цикл высокого давления был предложен Гейляндтом в начале XX века. Применение высокого давления позволило использовать детандеры без теплоизоляции.

В цикле высокого давления (цикл Гейляндта) детандер работает на самом верхнем температурном уровне (рис. 5.9). Количества газа, направляемые в детандер и дроссель, примерно равны. Такая установка обладает наилучшими (по сравнению с установками среднего и низкого давлений) термодинамическими показателями (доля сжиженного газа X = 20%, η_T =18%), однако не может обеспечить большой холодопроизводительности, так как использует поршневые компрессоры и детандеры.

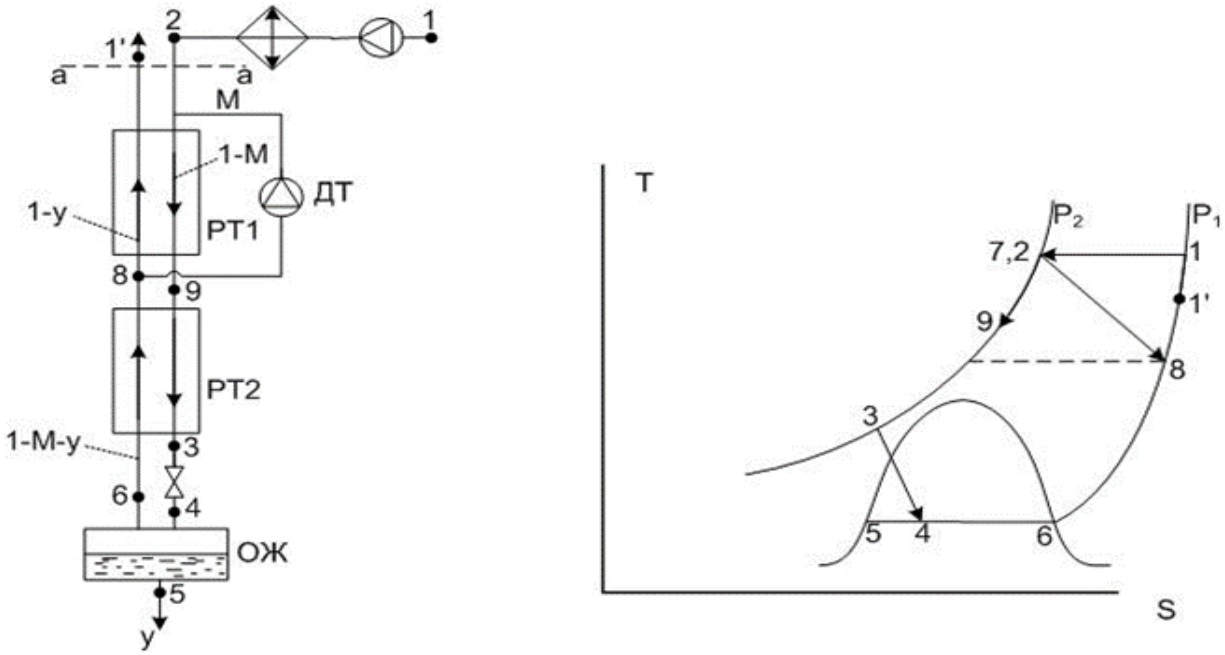


Рис. 5.9. Схема и цикл холодильной установки высокого давления. Цикл Гейляндта

1-2 – изотермическое сжатие в компрессоре до P_2 = 20 МПа. После сжатия поток раздваивается: часть потока М в количестве 60% направляется в детандер. 7−8 часть газа расширяется и вводится в обратный поток. Оставшаяся часть газа в количестве (1−М) охлаждается в регенеративном теплообменнике РТ1 в процессе 2−9. Далее поток остывает в РТ2 (9−8), дросселируется 3−4, поступает в отделитель жидкости, где делится на 2 потока воздуха с параметрами (т. 5) и (т. 6) и в виде обратного потока в количестве (1−М−у) нагревается в РТ2, смешивается с потоком М и становится потоком (1−у). Далее поток с параметрами (т. 1’) покидает цикл.

Детандерный цикл низкого давления. Цикл Капицы

При понижении P_2 (до 6 – 7 бар для воздуха), оказывается, что температура газа перед детандером T_7 существенно снижается и значительно возрастает доля газа, направляемого в детандер. Установка, реализующая такой вариант цикла Клода, была предложена академиком П.Л. Капицей для ожижения воздуха в схеме воздухоразделительной установки для получения технического кислорода. Такой вариант цикла Клода называется циклом Капицы или детандерным циклом низкого давления. Схема установки, реализующей цикл Капицы, и изображение цикла в диаграмме приведены на рис. 5.10. Температура газа перед детандером T_7 выбирается такой, чтобы после расширения (процесс 3−8) получить пар несколько перегретый (на 3−4 град.) по сравнению с температурой в точке 6, чтобы исключить выпадение жидкости в турбодетандере ДТ.

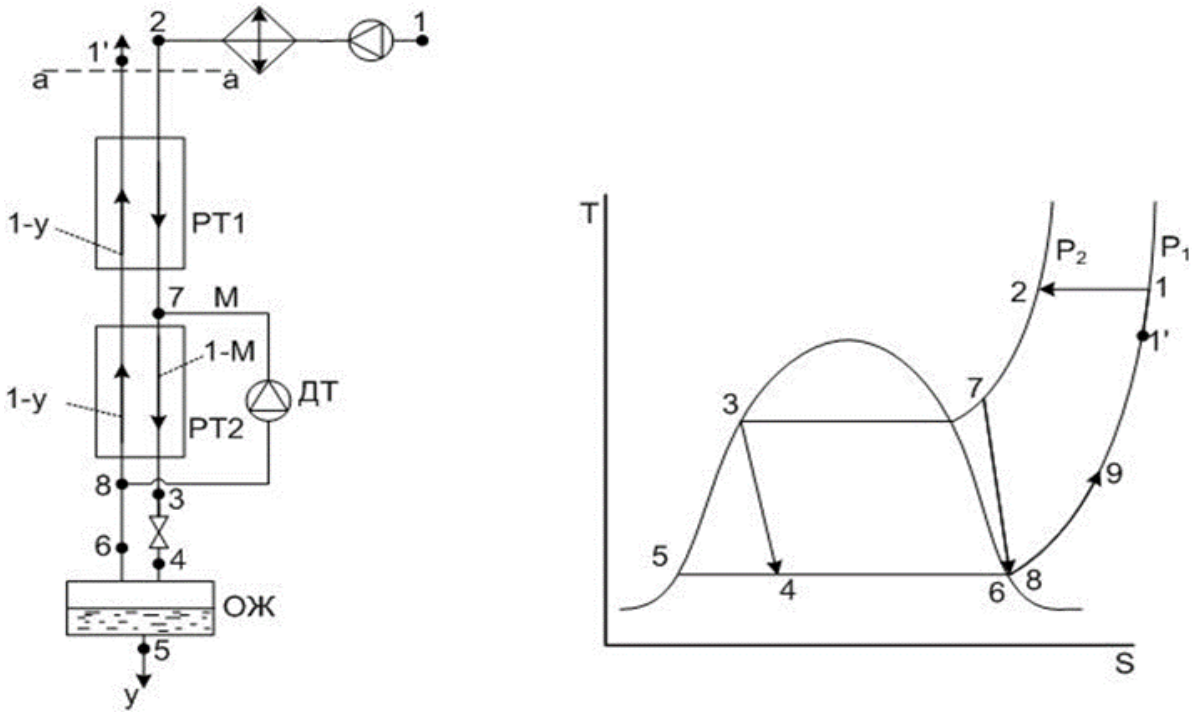


Рис. 5.10. Схема и цикл холодильной установки низкого давления. Цикл Капицы

Воздух сжимается в процессе 1−2 до P=0,6 МПа. После чего поступает в РТ1, охлаждается и с параметрами (т. 7) разделяется на 2 потока. На детандер идет 90%, а остальная часть охлаждается в РТ2, дросселируется в процессе 3−4 и поступает в охладитель жидкости (ОЖ). Обратный поток проходит по 6−9−1’, нагревается и выходит с параметрами (т. 1’).

5.2.3. Сравнение холодильных установок глубокого охлаждения

Использование метода расширения газов с совершением внешней работы в детандере для получения глубокого холода, является более эффективным с точки зрения термодинамики. Детандерный ожижитель требует лишь одного рабочего тела, хотя введение детандера несколько усложняет установку и увеличивает ее габаритные размеры. Эффективность работы детандерных ожижителей в большой мере зависит от того, насколько велик внутренний относительный КПД собственно детандера. Коэффициент полезного действия современных поршневых детандеров имеет величину 0,65−0,90, как и турбодетандеров 0,85−0,92.

На долю выхода сжиженного газа (y) во всех схемах влияет величина потока M, отправленного на детандирование. С ростом величины M выход жидкого (y) растет, а затем уменьшается. Этот процесс объясняется влиянием ряда факторов на процесс дросселирования. При росте M растет энтальпия перед дросселированием в (т. 3). Связь между h прямого и обратного потоков – нелинейная, а именно при увеличении M, h прямого потока сначала меняется резко, а потом не изменяется вообще и не зависит от расхода. Доля выхода жидкого (y) напрямую связана с

холодопроизводительностью процесса дросселирования. Сам процесс в детандере связан с оптимальным расходом М. Если расход вырастает выше оптимального, то меняется соотношение расходов прямого и обратного потоков так, что вырастает величина недорекуперации на тепловом конце теплообменника, что приводит к снижению жидкого (y). В большинстве циклов разность температур на теплом конце регенеративного теплообменника рекомендуется выбирать в интервале 3−8 ºС. Следует обратить внимание на то, что в цикле Гейляндта (детандерный цикл высокого давления) недорекуперацию следует выбирать более высокой (12−14 градусов) по сравнению с другими циклами, что является целесообразным по двум причинам − условиям теплообмена и возможности пропускать через детандер несколько большее количество газа высокого давления, в результате, чего несколько возрастает холодопроизводительность и коэффициент ожижения.

Чем меньше разница температур между прямым и обратным потоком, тем выше эффект теплообмена и ниже энергетические потери в цикле. Все основные характеристики работы холодильных установок глубокого холода для получения сжиженного газа, представлены в табл. 5.1.

Несмотря на худшие энергетические показатели – цикл Капицы получил развитие для крупных установок из-за большой производительности.

Достоинства цикла Капицы:

• в цикле используется меньшая степень повышения давления, что приводит к меньшей удельной металлоемкости оборудования;

• перерабатываются большие объемы воздуха в количестве более 100000 м^3/ч;

• цикл отличается высокой производительностью.

Недостатки цикла Капицы:

• большие теплопритоки через изоляцию, так как большая часть оборудования работает при низких температурах;

• установка отличается невысоким удельным выходом жидкого продукта по отношению к сжатому;

• высокие удельные затраты на единицу ожиженного продукта.

Таблица 5.1

Сравнительная характеристика циклов холодильных установок по глубокому холоду

Цикл	Давление сжатия Р,МПа	Часть потока воздуха,М	Y,%	Температура перед детандером, К	Удельные затраты энергии,кВтч/кг	Эксергетический КПД установки
Г	20	0,6	26	293	0,76	0,26
КЛ	6	0,75	18	213	0,83	0,24
КАП	0,6	0,9	6	113	1,40	0,14

ГЛАВА 6. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЦИКЛОВ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ

Тепловой насос (ТН) или теплонасосная установка (ТНУ) формально не вырабатывает тепловой энергии. Подобно водяному насосу, перекачивающему воду с уровня источника воды на потребительский уровень, потребляя при этом энергию, тепловой насос перекачивает теплоту с низкого температурного уровня на потребительский температурный уровень и позволяет использовать низкопотенциальное (с невысокой температурой) или эту теплоту называют вторичны энергоресурсом (ВЭР), которое без теплового насоса использовать нельзя. При передаче тепловой энергии от менее нагретой среды (низкопотенциальный источник тепловой энергии) к более нагретой (теплоноситель потребителя) тепловой насос затрачивает энергию, однако в объемах, существенно меньших, чем передает нагреваемой среде. ТНУ может использовать для совершения своей работы по передаче тепловой энергии на уровень с более высоким потенциалом не только электрическую, но и механическую энергию (например, энергию двигателя внутреннего сгорания), тепловую или химическую энергии. Важнейшей особенностью ТНУ является универсальность по отношению к виду первичной энергии. Отличия между тепловым насосом и холодильной установкой описаны в 2 главе и на рис. 2.10.

Все теплосиловые установки (ПТУ, ГТУ, ДВС), холодильные установки работают циклически. Принцип действия теплового насоса основан на отдаче и поглощении теплоты рабочего агента «хладагента» в цикле при периодическом переходе его из одного состояния в другое.

В зависимости от физической сущности процессов, протекающих в тепловых насосах, они подразделяются:

- на компрессионные (паровые и газовые);
- абсорбционные;
- пароэжекторные;
- термоэлектрические и др.

Наибольшее распространение получили парокомпрессионные и абсорбционные тепловые насосы. Остальные виды тепловых насосов либо более дорогие и менее эффективные, чем указанные, либо имеют узкий спектр использования.

6.1. Парокомпрессионные тепловые насосы (ПТН)

Компрессионные тепловые насосы является самыми распространенными. В качестве энергии высокого потенциала ПТН используют механическую энергию электрического, парового, гидравлического либо газотурбинного привода, в качестве теплоты низкого

потенциала – возобновляемую природную теплоту термальных, грунтовых и поверхностных вод, грунта, атмосферного воздуха либо техногенную сбросную теплоту технологических процессов энергетических и промышленных производств, сточных вод биологических и других очистных сооружений с температурой 5−50 °С. На рис. 6.1 и 6.2 приведен цикл парокомпрессионного теплового насоса и диаграммы, которые применятся для анализа его работы.

При более высоком давлении температура конденсации (кипения) повышается, поэтому хладагент конденсируется при более высокой температуре, чем испаряется. Поэтому тепловой насос позволяет передавать теплоту от холодного теплоносителя к горячему. При этом он потребляет энергию $l_{сж}$, необходимую для сжатия хладагента, но эта энергия должна быть меньше, чем количество теплоты $q_и$, получаемое горячим теплоносителем. Эффективность теплового насоса тем выше, чем больше величина $q_и$ превышает работу $l_{сж}$. Отношение теплоты, переданной горячему теплоносителю, к работе, затрачиваемой на сжатие, называется коэффициентом преобразования теплоты $\eta = q_и / l_{сж}$.

Значение η должно быть больше 1, чем оно выше, тем работа теплового насоса эффективней. При η=1 работа теплового насоса теряет смысл, так как электроэнергию, затрачиваемую на сжатие, можно использовать для получения теплоты с помощью намного более дешевых, чем тепловые насосы, электронагревателей. При $\eta < 1$ в тепловом насосе энергии тратится больше, чем производится теплоты.

Для анализа эффективности цикла и проведения ряда расчетов применяют диаграммы T−S и P−h, которые приведены на рис. 6.2. Здесь показаны основные области состояния рабочего тела при агрегатном его изменении в процессе работы теплового насоса.

На рис. 6.3 приведена схема и идеальный цикл на диаграммах парокомпрессионного теплового насоса. Как следует из выше-представленного. Эффективность циклов оценивают по сравнению с идеальным обратным циклом Карно.

В идеальном теплонасосном цикле Карно осуществляются следующие процессы:

• Процесс 1−2 – обратимый процесс сжатия хладагента в компрессоре.

• Процесс 2−3 – изотермическая конденсация хладагента в конденсаторе и отдача теплоты высокопотенциальному теплоносителю.

• Процесс 3−4 – обратимый процесс расширения хладагента в детандере (устройстве для расширения, обратном компрессору).

• Процесс 4−1 – изотермическое испарение хладагента в испарителе за счет теплоты, отобранной у холодного теплоносителя.

В парокомпрессионном тепловом насосе (рис. 6.4) в отличие от теплонасоного цикла Карно следующие отличия.

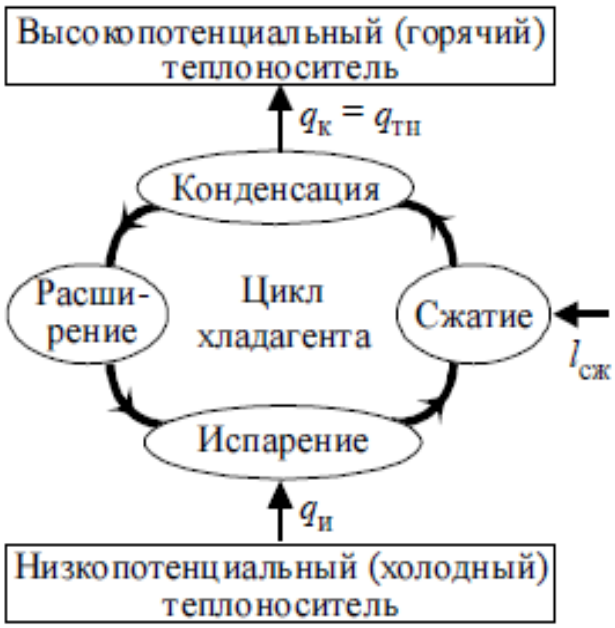


Рис. 6.1. Цикл парокомпрессионного теплового насоса:
$q_и$ – теплота, отдаваемая низкопотенциальным теплоносителем и получаемая хладагентом при его испарении; $q_к$ – теплота, отдаваемая хладагентом при его конденсации и получаемая высокопотенциальным теплоносителем; lсж – работа, необходимая для сжатия хладагента; $q_{тн}$ – тепловая нагрузка теплового насоса

1. Вместо детандера, из-за его высокой стоимости, используется дроссельный вентиль, процесс расширения в котором можно рассматривать как необратимый адиабатический. Дроссельный вентиль представляет собой клапан в виде регулируемого сопла или отверстия, либо нерегулируемую капиллярную трубку. Использование дросселя вместо детандера увеличивает потери, так как процесс идет не по адиабате, а по линии постоянной энтальпии. Потери будут больше, чем выше разность температур испарения и конденсации.

2. Сжимать технически возможно только газ, потому в компрессор должен поступать пар без примеси жидкости. Сжатие сопровождается потерями энергии и происходит не адиабатически, а политропно.

• Процесс 1−2 − необратимый политропный процесс сжатия хладагента в компрессоре за счет подвода механической или электрической энергий;

• Процесс 2−3 − конденсация при постоянном давлении рабочего тела до жидкого состояния в конденсаторе с выделением теплоты, которая передается высокопотенциальному теплоносителю;

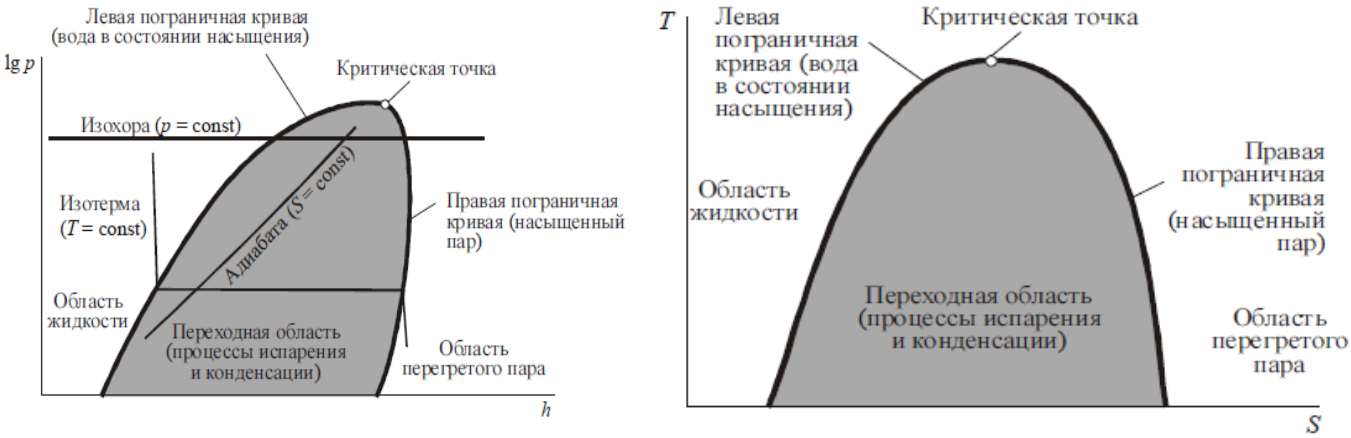


Рис. 6.2. T−S и P−h диаграммы для анализа цикла парокомпрессионного теплового насоса

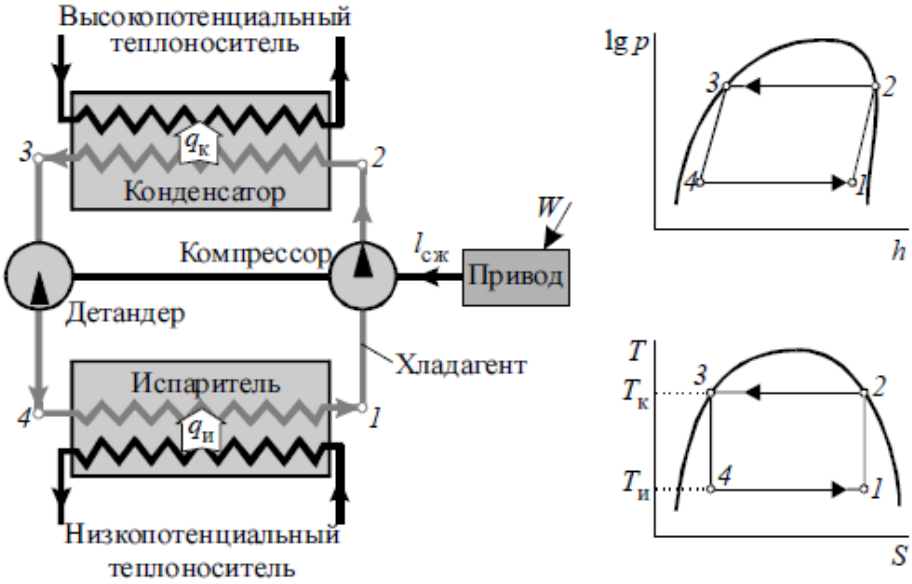


Рис. 6.3. Идеальный цикл Карно парокомпрессионного теплового насоса

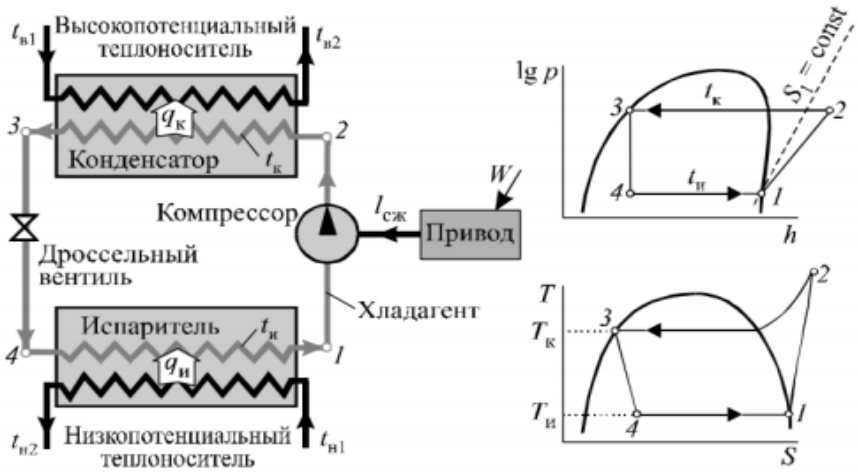


Рис. 6.4. Схема и цикл парокомпрессионного теплового насоса на диаграммах

•Процесс 3−4 − необратимый изоэнтальпийный процесс дросселирования хладагента с понижением его давления и температуры и переходом в состояние влажного насыщенного пара;

• Процесс 4−1 − процесс испарения хладагента за счет подвода теплоты низкопотенциальным теплоносителем.

Потери энергии в парокомпрессионном тепловом насосе вследствие необратимости процессов представлены на рис. 6.5. перегретым, и точка должна находиться не на линии насыщения, а правее ее.

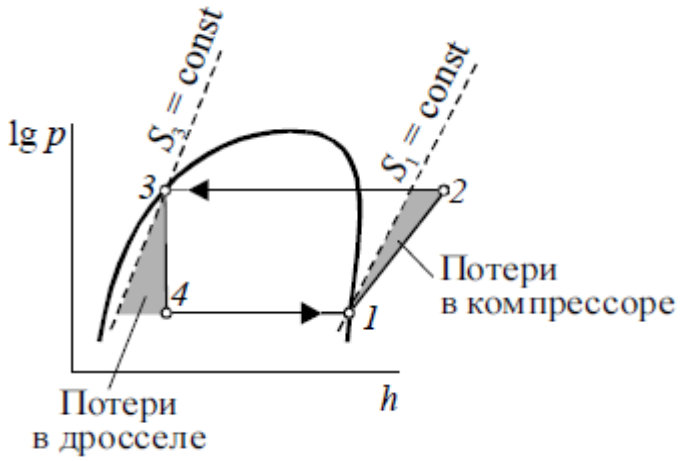


Рис. 6.5. Потери в парокомпрессионном тепловом насосе вследствие необратимости процессов

В реальных циклах тепловых насосов на вход в компрессор должен подаваться пар без примеси жидкости. Поэтому пар перед компрессором должен быть несколько перегретым, и точка 1 должна находитmся не на линии насыщения, а правее ее.

Потери давления из-за трения в соединительных трубопроводах между конденсатором и дросселем вызывают частичное испарение фреона. Если на вход дросселя поступает парожидкостная смесь, эффективность его работы снижается. Поэтому жидкость после конденсатора дополнительно переохлаждают так, чтобы точка 3 находилась не на линии насыщения, а левее ее. Это также улучшает работу теплового насоса, так как снижает долю пара, поступающего в испаритель, что приводит к меньшему расхода фреона в цикле.

Переохлаждение жидкости в конденсаторе невозможно, так как это требует более высокого температурного напора между фреоном и горячим теплоносителем, а значит, снижения температуры горячего теплоносителя (что невозможно по требованиям к получаемому теплоносителю) или повышения давления и температуры конденсации фреона (что значительно удорожит стоимость основного компонента теплового насоса – компрессора). Перегрев пара в испарителе также невозможен, так как температуру холодного теплоносителя изменить нельзя, поэтому для

перегрева необходимо понижать температуру испарения, а значит, увеличивать степень повышения давления в компрессоре.

Переохлаждение жидкости и перегрев пара совмещают в дополнительном промежуточном теплообменнике, где горячий фреон после конденсатора нагревает холодный фреон после испарителя (рис. 6.6).

Наличие промежуточного теплообменника на показатели энергетической эффективности не влияет, так как теплота передается регенеративно внутри цикла и за пределы теплового насоса не выходит. Но в расчете необходимо учитывать, что процесс сжатия в компрессоре начинается с точки 1а, а не 1.

6.1.2. Показатели эффективности парокомпрессионного теплового насоса

Для оценки эффективности теплового насоса используются:

•Удельная тепловая нагрузка теплового насоса $q_{тн}$ – это теплота, переданная горячему теплоносителю:

для схем без переохладителя $q_{тн} = q_к$;

для схемы с переохладителем $q_{тн} = q_к + q_{по}$,

где $q_к$, $q_{по}$ – удельная тепловая нагрузка в конденсаторе и пароохладителе, кДж/кг или ккал/кг фреона.

•Коэффициенты преобразования теплоты Р и электроэнергии $Р_э$;

•Удельные затраты электроэнергии Э и первичной энергии ПЭ на единицу полученной теплоты.

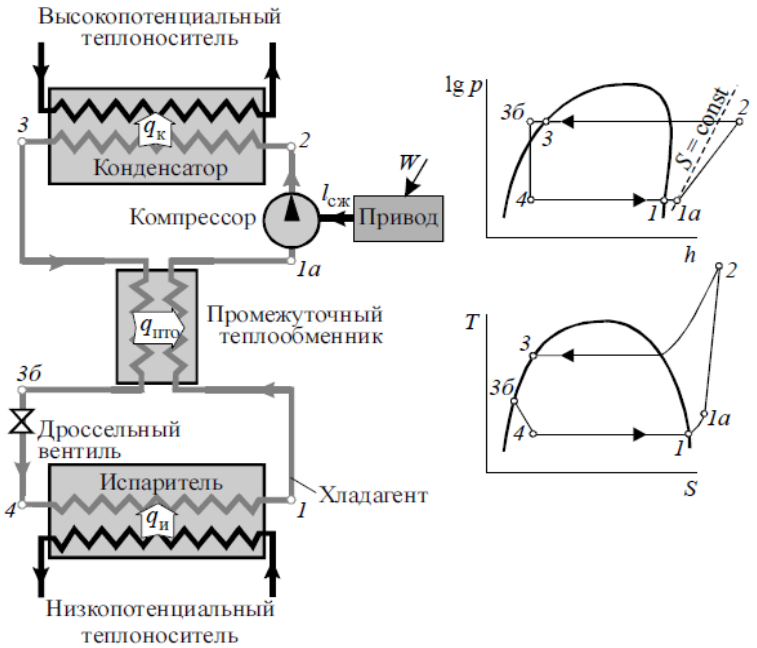


Рис. 6.6. Схема и цикл теплового насоса с промежуточным теплообменником

Коэффициент преобразования теплоты Р – это отношение теплоты, переданной горячему теплоносителю к работе, затраченной на сжатие:

$$\mu = \frac{q_{тн}}{l_{сж}} \qquad (6.1)$$

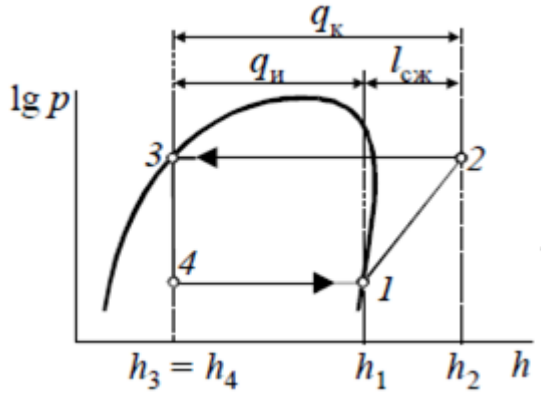
Удельные затраты электроэнергии на единицу переданной теплоты являются величиной, обратной $Р_э$:

$$\mu_э = \eta_{э.м.} \cdot \eta_э \cdot \mu; Э = \frac{1}{\mu_э} \qquad (6.2)$$

Для эффективной работы насоса с электроприводом должно выполняться условия $Р_э$>1 или Э<1. Если эти величины равны 1, то теплота, вырабатываемая тепловым насосом, становится равной теплоте, полученной при прямом использовании электроэнергии на обогрев,и применение теплового насоса теряет смысл. Вместо электродвигателя в качестве привода компрессора могут использоваться паровые и газовые турбины, двигатели внутреннего сгорания и другие машины.

Если в качестве привода теплового насоса используется дизель, КПД которого $К_д$ = 0,4, то его применение выгодней, чем электродвигателя (при сбалансированных ценах на топливо и электроэнергию).

Энергетическую эффективность теплового насоса удобно оценивать с помощью p-h−диаграммы. На этой диаграмме значения $q_и$, $q_к$, $q_{по}$, $l_{сж}$ соответствуют размеру проекций соответствующих процессов на ось абсцисс (рис. 6.7). Поэтому коэффициент преобразования теплоты будет равен отношению разностей энтальпий h_2−h_3 и h_2–h_1.



$$q_и = h_1 - h_4$$
$$q_к = h_2 - h_3$$
$$l_{сж} = h_2 - h_1$$
$$\mu = \frac{q_к}{l_{сж}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

Рис. 6.7. Энергетические потоки в парокомпрессионном тепловом насосе

Эффективность работы теплового насоса зависит от температуры низкопотенциального теплоисточника, чем он выше, тем меньше в тепловом насосе затраты энергии (рис. 6.8).

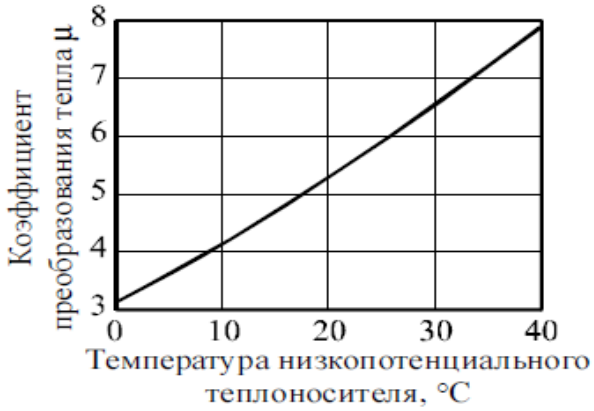


Рис. 6.8. Эффективность работы теплового насоса при различной температуре низкопотенциального теплоносителя

Основные показатели цикла, которые определяют его эффектиность и формулы для их расчета:

- Удельная тепловая нагрузка испарителя : $q_и = h_1 – h_4$;
- Удельная тепловая нагрузка кондесатора: $qк = h_2 – h_3$;
- Работа сжатия в компрессоре : $l_{сж} = h_2 – h_1$;
- Коэффициент сжатия : $H = p_к / p_и$;
- Коэффициент преобразования теплоты: $P = qк / l_{сж}$;
- Средняя температура низкопотенциального теплоносителя $T_{ср.н}$ и высокопотенциального теплоносителя $T_{ср.в}$;
- Эксергетическая температурная функция низкопотенциального теплоносителя: $W_н = 1 – T_0/T_{ср.н}$;
- Эксергия, отданная низкопотенциальным теплоносителем: $e_н = W_н q_и$;
- Эксергетическая температурная функция высокопотенциального теплоносителя: $W_в = 1 – T_0/T_{ср.в}$;
- Эксергия, отданная высокопотенциальным теплоносителем: $e_в = W_в q_к$;
- Эксергия потребляемой электроэнергии: $e_э = N$;
- Эксергетический КПД : $K_э = e_в /(e_н + e_э)$.

6.1.3. Потери эксергии в парокомпрессионном тепловом насосе

- Удельные эксергетические потери в компрессоре: $e_к = T_0(S_2 – S_{1а})$
- Эксергетические потери в теплообменниках определяются по разности эксергии хладагента, определяемой по формуле $\Delta h – T_0\Delta S$, и эксергии, подведенной или отобранной у теплоносителя, равной e_q.
- потери в испарителе: $\Delta e_и = e_н – [q_и – T_0(S_1 – S_4)]$;
- потери в конденсаторе: $\Delta e_к = [q_к – T_0(S_2 – S_ш)] – e_в$;
- потери в промежуточном теплообменнике: $\Delta e_{пто} = T_0(S_{1а} – S_1 – S_3 + S_{3б})$.
- потери в дросселе: $\Delta e_{др} = T_0(S_4 – S_{3б})$.

Сумма эксергетических потери в тепловом насосе:

$$\sum \Delta e = \Delta e_к + \Delta e_к + \Delta e_к + \Delta e_к + \Delta e_к \qquad (6.3)$$

Для оценки эксергетических потерь в узлах теплового насоса строится диаграмма, на которой в масштабе изображаются потоки эксергии (рис. 6.9).

Эксергетический КПД парокомпрессионного теплового насоса, представленного на рис. 6.4 с использованием разного типа хладагентов, составил в среднем 0,58.

6.1.4. Применение парокомпрессионных тепловых насосов. Применение в системах теплоснабжения

В последние годы тепловые насосы все больше используются в системах теплоснабжения потребителей. На сегодняшний день тепловые насосы применяются в России, в основном, для теплоснабжения и кондиционирования в загородном малоэтажном строительстве (рис. 6.10).

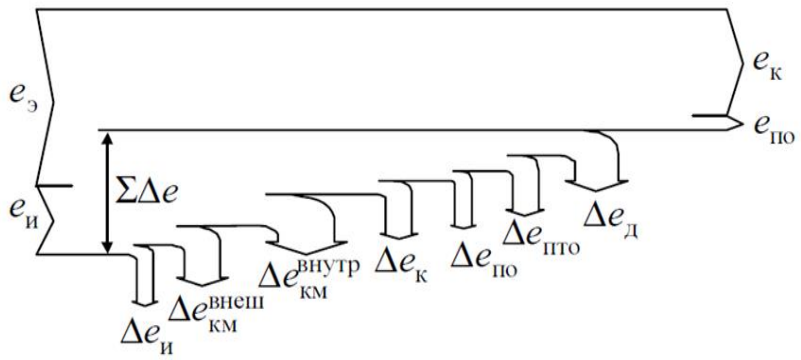


Рис. 6.9. Эксергетический баланс теплового насоса

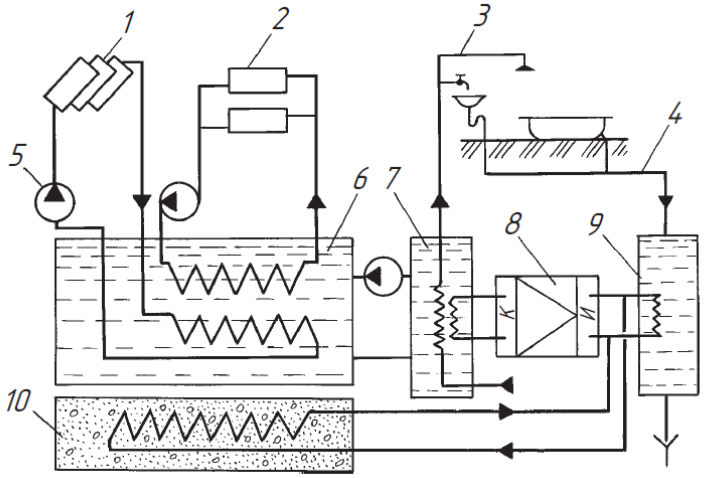


Рис. 6.10. Схема системы теплоснабжения с компрессионным тепловым насосом:
1 − солнечные коллекторы; 2 − система отопления; 3 − горячее водоснабжение;
4 − сточные воды; 5 − насосы; 6 − аккумулятор теплоты; 7 − потребитель теплоты; 8 − тепловой насос; 9 − бак; 10 − теплообменник, установленный в грунте; К − конденсатор; И − испаритель

Источником энергии для теплового насоса служат солнечная энергия и низкопотенциальная теплота грунта. Для более равномерного теплоснабжения потребителей схемой предусмотрена система аккумулирования теплоты.

У тепловых насосов в утилизации энергии сбросной низко потенциальной теплоты промышленных предприятий большая перспектива. Например, количество теплоты, передаваемой в окружающую среду в градирнях омских ТЭЦ, достаточно, чтобы полностью покрывать потребность в теплоснабжении города при температурах наружного воздуха до –8 °С.

Применение теплового насоса в технологиях

При конвективной сушке значительная часть теплоты, расходуемой на процесс сушки, «выбрасывается» вместе с отработавшим сушильным агентом. Для использования этой теплоты предлагается установить внутри сушильной камеры теплонасосную установку, обеспечивающую осушение циркулирующего воздуха (рис. 6.11). В испарителе влажный воздух осушается, так как охлаждается до температуры точки росы, и поступает в конденсатор, где нагревается до нужной температуры.

Для уменьшения количества передаваемой в конденсатор теплоты применяют байпасирование части воздуха мимо испарителя. Тем самым обеспечивается и регулирование относительной влажности воздуха, поступающего в камеру сушки.

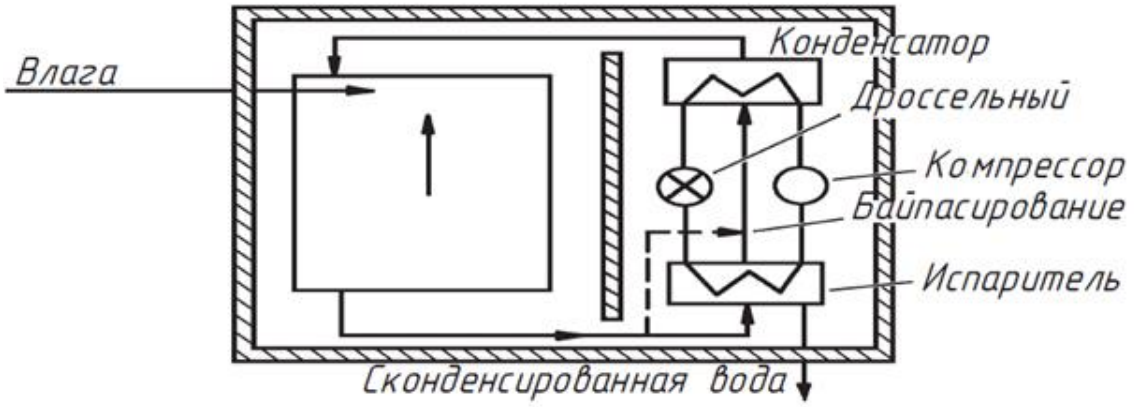


Рис. 6.11. Принципиальная схема теплонасосной сушильной установки с утилизацией отбросной теплоты вентиляционного воздуха

6.2. Абсорбционный тепловой насос АБТН

Эти насосы представляют собой теплотрансформаторные установки, которые без затраты механической энергии позволяют переносить теплоту с одного температурного уровня на другой. Они приобретают большое значение в связи с использованием вторичных энергетических (а точнее эксергетических) ресурсов. Особенно интересные возможности применения

таких установок имеются при решении разнообразных тепловых задач в химической промышленности.

Абсорбционные тепловые насосы имеют высокий КПД, у них отсутствуют движущиеся части, оборудование может быть легко изготовлено. Однако абсорбционные насосы требуют большой удельной затраты металла, что делает их громоздкими. Возможность коррозии металла требует изготовления аппаратуры из легированной стали. Поэтому абсорбционные тепловые насосы актуально применять в промышленности, где присутствуют в большом объеме тепловые стоки.

В абсорбционном тепловом насосе в качестве рабочего тела используется смесь хладагента с его раствором в жидкости, имеющей более высокую температуру кипения. В отличие от чистых веществ растворы обладают способностью абсорбировать пар раствора одного состава жидким раствором другого состава даже в том случае, когда температура жидкости выше температуры пара. Схема абсорбционной установки аналогична схеме идеальной парокомпрессионной установки, только компрессор заменен абсорбционным узлом (рис. 6.12).

Абсорбционный узел служит для сжатия хладагента от давления на выходе из испарителя теплонасосной установки P_2 до давления на входе в конденсатор теплонасосной установки P_1.

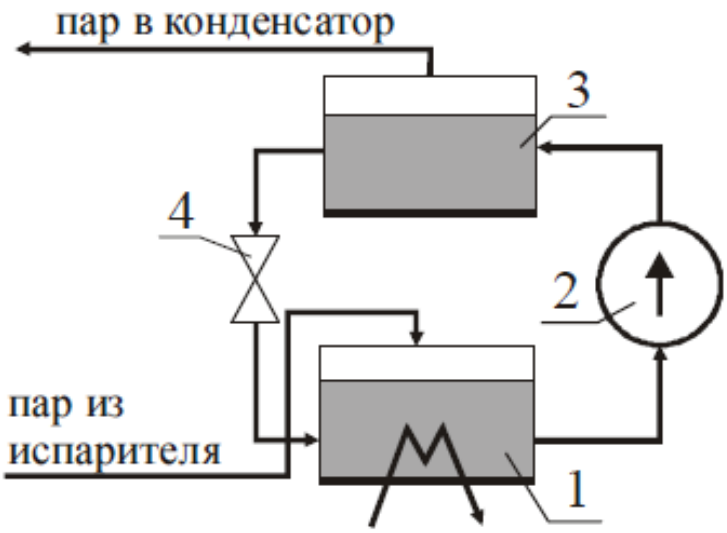


Рис. 6.12. Абсорбционный узел холодильной установки**:**
1 – абсорбер: 2 – насос; 3 – генератор пара; 4 – редукционный вентиль

В абсорбер поступает сухой насыщенный пар хладагента, куда подается также раствор хладагента, имеющий температуру T_1. Этот раствор абсорбирует хладагент, а выделяющаяся теплота абсорбции отводится холодным теплоносителем. Концентрация хладагента в растворе в процессе абсорбции увеличивается, и следовательно, из абсорбера выходит обогащенный раствор. С помощью насоса, повышающего давление обогащенного раствора от P_2 до P_1, раствор подается в генератор аммиачного

пара, где за счет теплоты, подводимой к раствору от внешнего источника, происходит испарение раствора. Выделяющийся при этом пар практически состоит из хладагента, так как парциальное давление растворителя в газовой фазе при этих температурах ничтожно мало. Обедненный хладагентом раствор, выходящий из генератора пара, дросселируется в редукционном вентиле от давления P_1 до давления P_2 и затем поступает в абсорбер, где он обогащается хладагентом. Более подробно о работе абсорбционной установке написано в главе 5. Устройство и принцип действия абсорбционных холодильника и насоса идентичны.

Преимущество этого способа сжатия хладагента заключается в том, что для повышения давления используется насос, а не компрессор. Затрата работы на привод насоса пренебрежимо мала по сравнению с затратой работы в компрессоре. Выигрыш в работе, затрачиваемой на привод компрессора, компенсируется затратой теплоты в генераторе пара. Эта теплота отводится затем холодным теплоносителем в абсорбере.

Если АБТН (абсорбционный тепловой насос) использует тепловую энергию окружающей среды, то он получает название отопительного, если применяются тепловые потоки той или иной теплотехнологии, покидающие процесс с более высокой температурой, чем у окружающей среды, АБТН называют утилизационным.

В качестве рабочего тела в абсорбционных холодильнике и насосе используются бинарные смеси: водоаммиачные и бромисто−литиевые. Разность нормальных температур кипения этих растворов составляет 133 и 1212 ^{o}C соответственно. При анализе работы и практических расчетов абсорбционных установок удобно пользоваться диаграммой h−ξ. На оси абсцисс откладывается массовая концентрация ξ одного из компонентов в растворе, на оси ординат энтальпия раствора. На рис. 6.13 приведен общий вид диаграмм для двух бинарных растворов: водоаммиачного (а) и бромисто-литиевого (б).

Например, изотерму влажного пара точки 1 на диаграмме − а. находят путем построения перпендикуляра из точки 1 до пересечения со вспомогательной кривой, а из точки пересечения проводят линию параллельную оси абсцисс до пересечения с изобарой сухого насыщенного пара в точке 2. Линия 1−2 и является изотермой.

По диаграмме (б), работать проще, так как большая разность температур кипения. Так, например, точке 1, характеризующей состояние кипения раствора при давлении P_1 и температуре t_1, соответствует перегретый насыщенный пар точка 2^1.

Бромисто−литиевые абсорбционные тепловые насосы эффективнее водоаммиачных. Эксергетический КПД ηе системы в целом существенно зависит от ξ: при ξ = 0,75 он составляет 0,782, при ξ = 0,85 возрастает до 0,801 и при ξ = 0,95 достигает 0,804.

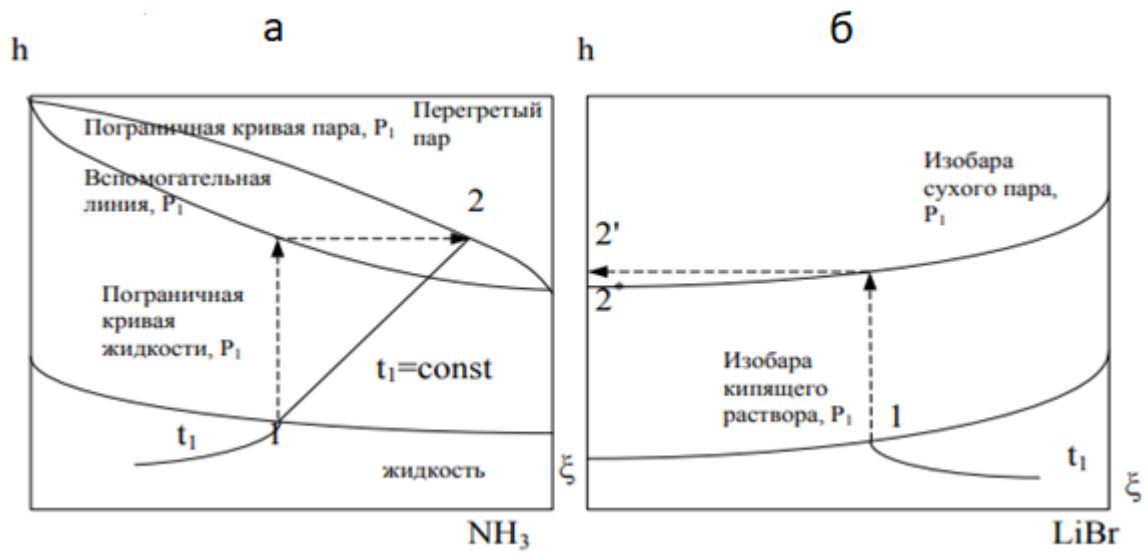


Рис. 6.13. Диаграммы h−ξ для бинарных раствора

Основные внешние потоки, необходимые для работы АБТН, приведены на рис. 6.14.

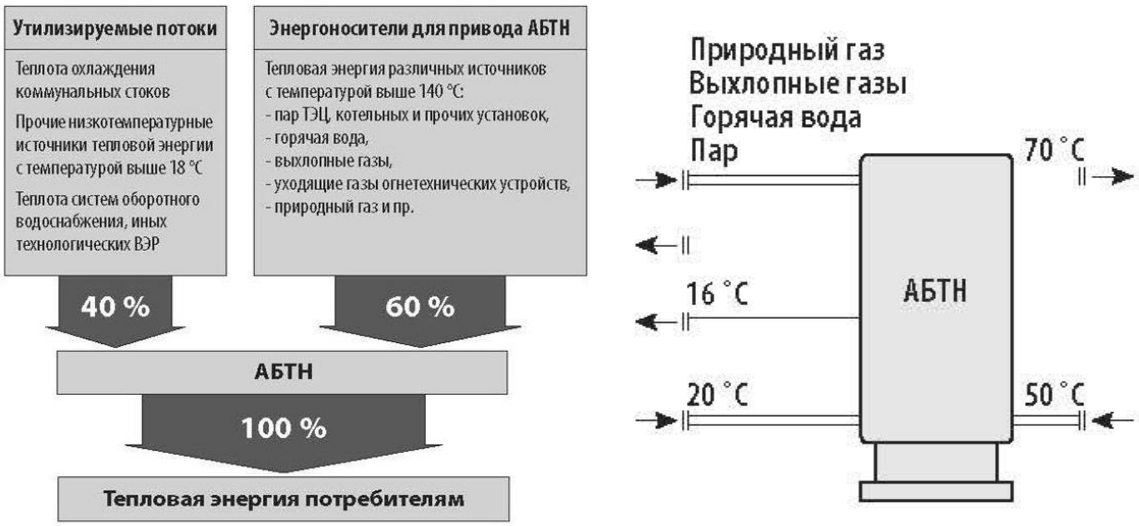


Рис. 6.14. Внешние потоки абсорбционного теплового насоса АБТН

В абсорбционном тепловом насосе на практике используется для обогрева испарителя вода с температурой 10−30 °С, а в генераторе: отработанный пар, отходящие газы, вентиляционные выбросы с температурой 120−200 °С. В результате в абсорбере и конденсаторе может быть нагрет поток воды до 90 °С, который впоследствии может пойти на потребительские нужды предприятия или на обогрев помещения.

6.2.1. Эксергетический анализ бромисто−литиевого теплового насоса

Оценка эффективности абсорбционных установок в основном проводится по их холодильному коэффициенту Н или коэффициенту трансформации (преобразования) теплоты Р, а также по эксергетическому КПД.

Холодильный коэффициент абсорбционных холодильных установок:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{q_г} \tag{6.4}$$

Коэффициент преобразования теплоты абсорбционного теплового насоса:

$$\mu = \frac{q_а + q_к}{q_г}; \mu = \varepsilon + 1 \tag{6.5}$$

где q_0, $q_а$, $q_к$, $q_г$ − холодопроизводительность, теплота абсорбера, теплота конденсатора, теплота генератора соответственно.

Холодильный коэффициент для водоаммиачной установки АБТН равен 0,4−0,5, для бромисто-литиевой 0,7−0,8.

Коэффициент преобразования теплоты у водоаммиачной АБТН 1,4, у бромисто-литиевой 1,75.

Эксергетический КПД водоаммиачной холодильной установки 0,15, а бромисто−литиевой 0,4

$$\eta_е = \frac{q_о(\tau_q)_о}{q_г(\tau_q)_в} = \varepsilon\frac{(\tau_q)_о}{(\tau_q)_в} \tag{6.5}$$

Для проведения анализа потерь эксергий в АБТН бромисто-литиевой, используем схему установки на рис. 6.15.

Обычно такой абсорбционный цикл работает между четырьмя температурными уровнями, соответствующими условиям в генераторе, абсорбере, конденсаторе и испарителе. Большей частью температурные уровни абсорбера и конденсатора практически совпадают, так что для процесса характерны три температурных уровня. В генераторе и испарителе теплота подводится, а в абсорбере и конденсаторе – отводится.

• $Q_Г$ − теплота подводится от греющего теплоносителя;

• $Q_И$ − теплота подводится к испарителю от охлаждаемого теплоносителя;

• $Q_А$ и $Q_К$ теплота отводится к нагреваемому теплоносителю.

К недостаткам абсорбционных насосов можно отнести наличие двух теплообменников (абсорбера и генератора), к которым соответственно необходимо подводить холодный и горячий теплоноситель.

Проведем анализ потерь эксергии в АБТН бромисто-литиевом с подводом дымовых газов, эксергия теплового потока которых составляет 14,4 кВт и это 100% на входе.

Теплоподвод в испарителе осуществляется при температурном уровне окружающей среды, в связи с чем эксергия этого теплового потока равна нулю. Дросселирование рабочего тела происходит в области влажного пара, в связи с чем соответствующие потери становятся заметными. Напротив, дросселирование в контуре абсорбции осуществляется в области жидкости, в связи с чем соответствующие потери пренебрежимо малы.

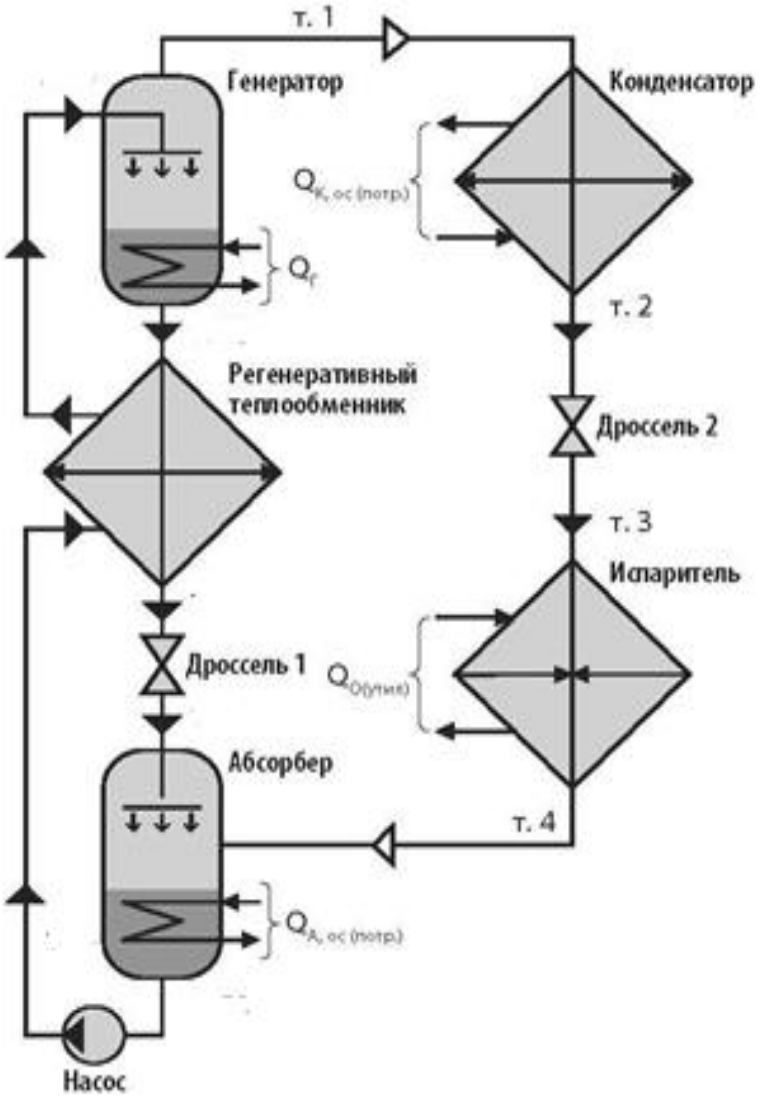


Рис. 6.15. Схема простого абсорбционного теплового насоса АБТН

Основную часть потерь составляют потери в регенеративном теплообменнике. Это объясняется как большим абсолютным значением передаваемого теплового потока, так и сравнительно большой разностью температур между теплоносителями.

Итак, рассмотрим потери эксергии по отдельным элементам установки:

• Генератор ~ 0,7%
• Конденсатор ~ 0,2%
• Дроссель ~ 3,7%
• Испаритель ~ 0%
• Абсорбер ~ 0,7%
• Регенеративный теплообменник ~ 10,4%

Эксергетический КПД составляет 84,3%, определяется как отношение суммы эксергий теплоты, отдаваемой в абсорбере и конденсаторе, к эксергии, подводимой к генератору. Эксергетический КПД достаточно высокий при использовании котла утилизатора на дымовых газах такой же мощности, эксергетический КПД составит только 40%.

6.2.2. Применение абсорбционного теплового насоса

В настоящее время широко АБТН применяются в качестве системы отопления для получения горячей воды, горячего водоснабжения.
Основными потребителями АБТН являются тепло-, электрогенерирующие компании и энергоемкие технологические производства (нефтепереработка, газопереработка, нефтехимия, производство минеральных удобрений, металлургия и т.п.).

• **Теплоэнергетические системы.** АБТН очень широко используются в теплоэнергетических системах, где служат для предподогрева обратной сетевой или подпиточной воды за счет утилизации теплоты системы оборотного водоснабжения. Охлаждение энергетической установки (например, подшипников и масляной системы турбины, работающей в теплофикационном цикле) может выполнять АБТН, который заменяет собой градирню. В контуре нагрева АБТН утилизированную тепловую энергию отдает в контур предподогрева подпиточной или обратной сетевой воды.

• **Расход топлива на предподогрев снижается до 40%.** Одновременно обеспечивается стабильность работы энергетического оборудования. Таким образом, при применении тепловых насосов существенно снижается удельное потребление топлива на ТЭЦ, уменьшается объем выбросов CO_2 в атмосферу и снижается количество потребляемой природной воды.

Использование абсорбционных тепловых насосов при том же объеме потребления газа позволяет ТЭЦ выработать на 40% больше тепловой энергии.

Энергоэффективность и экологичность применения АБТН настолько велика, что в Китае на законодательном уровне запрещено строительство новых ТЭЦ без абсорбционных тепловых насосов.

На рис. 6.16 приведена схема по утилизации тепла дымовых газов на КЭС, ТЭЦ.

Обычно уходящие газы котлов выбрасываются в атмосферу с температурой 120−180 °С. Охлаждение газов с применением АБТН может быть достаточно глубоким − до 30 и даже 20 °С. Полученного тепла вполне достаточно, чтобы нагреть воду для различных нужд электростанции, в том числе для нагрева сетевой воды.

Помимо экономии топлива, которая может составлять 5−10%, повышается и КПД котельного агрегата − до 2−3%.

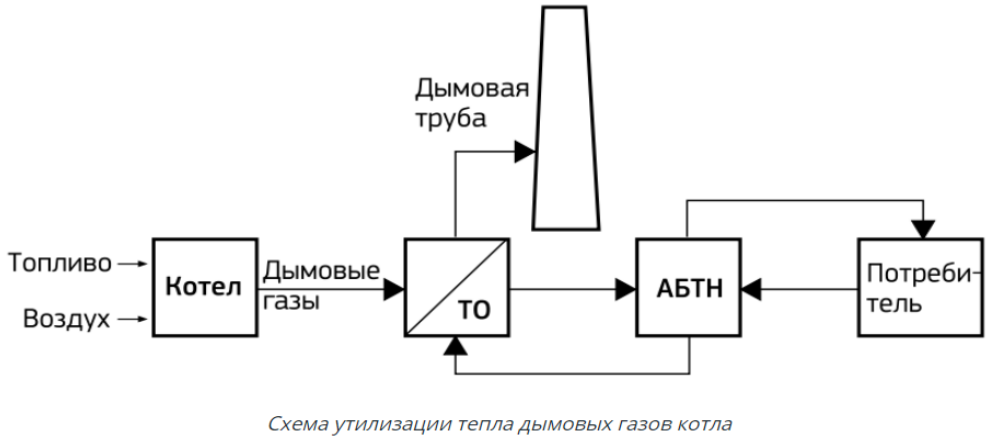


Рис. 6.16. Применение АБТН при утилизации тепла дымовых газов

•Нефтехимия, химические производства. В нефтехимии, нефтепереработке и на химических производствах АБТН одновременно выполняют 2 задачи: охлаждение в одной ветви технологического процессе и нагрев в другой.

Примером использования АБТН в нефтепереработке сдуэит нагрев н-бутана за счет тепловой энергии, утилизированной от изобутана. До 40% тепловой энергии для нагрева можно получить из «бросовой» теплоты, утилизируемой от изобутана, поступающего на орошение.

При производстве синтетического (бутадиенового) каучука в технологическом процессе одновременно нужен нагрев одной среды и охлаждение другой. Это является предпосылкой для применения АБТН, поскольку в этом случае 40% нагрева будет обеспечено энергией, утилизируемой с охлаждаемого контура.

На рис. 6.17 показаны условия применения АБТН при утилизации теплоты в градирнях.

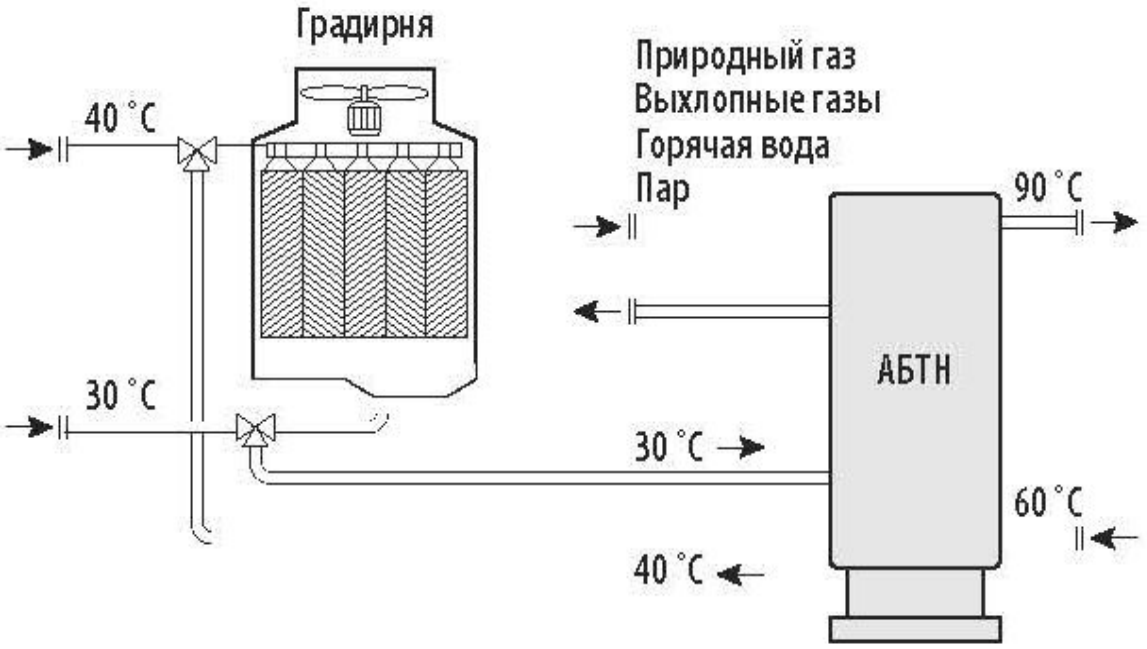


Рис. 6.17. Утилизация тепла оборотной воды с АБТН

Для утилизации бросового тепла от охлаждаемого оборудования часть теплой (30−40 °С) воды направлена на АБТН. Он потребляет пар 0,8 МПа, утилизирует бросовое тепло и нагревает обратную сетевую воду от 60 °С до 90 °С, далее эта вода догревается паром. Благодаря АБТН расход пара на нагрев воды 60/90 °С уменьшен на 40% за счет утилизации бросового тепла. Также частично разгружена градирня.

На рис. 6.18. приведена схема использования АБТН при ректификации. Процесс ректификации относится к энергоемким процессам. Использование АБТН позволяет экономить на греющем паре, что существенно снижает энергетические затраты.

• **Пищевые предприятия.** Применение АБТН на пищевых предприятиях:

Применение АБТН в производстве спирта позволяет существенно снизить высокие энерго- и теплозатраты в процессе:

• очистки,
• подогрева,
• замеса,
• при водотепловой переработке
• пастеризации.

Это позволяет существенно снизить себестоимость производства спирта.

• **Производство молочной продукции.** АБТН в производстве молочной продукции:

АБТН из «бросового источника тепла» позволяет производить высокотемпературную энергию до 169 °С (пар с давлением до 6 ати) для ультравысокотемпературной обработки молока, производства плавленного сыра, мгновенной, длительной и короткой пастеризации молока.

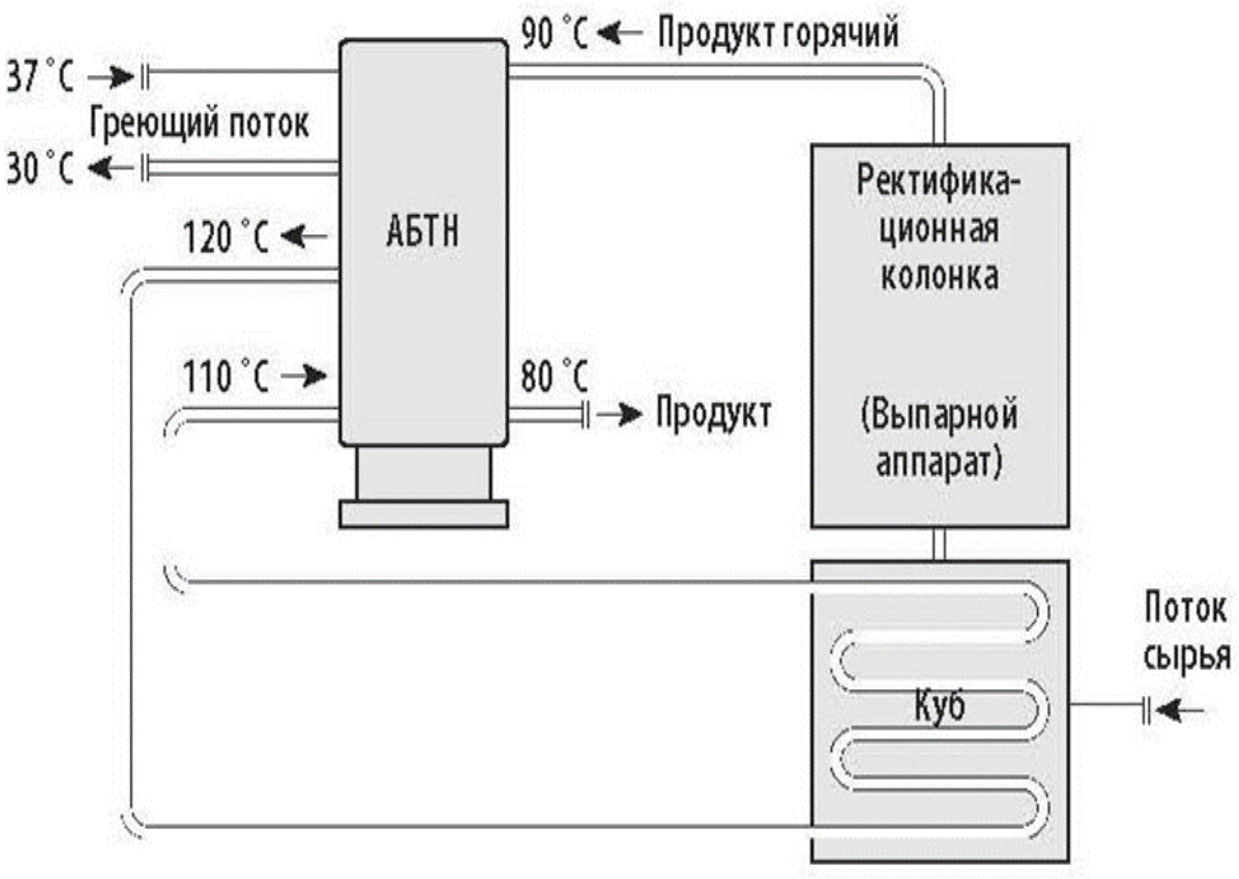


Рис. 6.18. Схема использования АБТН при ректификации

ГЛАВА 7. СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ТЕПЛОВЫХ МАШИН

В заключительной части пособия есть смысл подвести итог по оценке всех рассматриваемых установок в качестве их эффективности. Был сделан вывод, что оценивать установки по их термическому КПД, холодильному КПД и коэффициенту преобразования теплоты не имеет смысла, так как эти характеристики не всегда отражают реальную эффективность установки.
Использование эксергетического КПД позволяет оценить все основные характеристики циклов работы различных установок через один параметр

или одно понятие − эксергии, работоспособной части любой энергии (внутренней, тепловой, механической, электрической).

В данном пособие для ряда установок был проведен термодинамический анализ цикла, показан подход и алгоритм его расчета. Этот подход можно применять для любой установки (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Эксергетический КПД теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок

Наименование	Эксергетический КПД,%
Паротурбинные установки ПТУ	
КЭС	39−42
ТЭЦ	40−44
Двигатели внутреннего сгорания ДВС	70−85
Газотурбинные установки ГТУ	22−28
Парогазовые установки	45−50
Холодильные установки умеренного охлаждения	
Газовая воздушная холодильная установка	10−13
Парокомпрессионная холодильная установка	30−35
Пароэжекторная холодильная установка	3−6
Абсорбционная холодильная установка	15−30
Холодильные установки глубокого охлаждения	
Холодильная установка по методу Линдэ	5−10
Детандерный цикл высокого давления Гейляндта	25−26
Детандерный цикл среднего давления Клода	23−25
Детандерный цикл низкого давления Капицы	13−15
Тепловые насосы	
Пароэжекторный тепловой насос	35−40
Парокомпрессионный тепловой насос	40−60
Абсорбционный тепловой насос	70−84

• ДВС имеют самый высокий КПД из всех тепловых машин, но создать ДВС большей мощности невозможно.

• Предельные мощности ГТУ составляют 200 МВт. Они определются размерами лопаток турбины. Потому они применятся в маневренных стационарных энергетических установках, для привода воздуходувок. В химической промышленности используются для сбросов избыточного давления газов. ГТУ вырабатывая электроэнергию, покрывают часть энергетической потребности предприятия. Например, в производстве азотной кислоты из аммиака ГТУ покрывают до 30% потребности в электроэнергии приводов компрессоров.

• КПД ПТУ Можно еще повысить используя бинарный цикл. Первое рабочее тело (пары ртути) должно работать в области высоких температур, второе (водяной пар) в области низких температур. Соединение этих двух циклов расширяет перепад температур и повышает общий термический КПД и эксергетический КПД. Дальнейшее увеличение КПД дает комбинация ГТУ и ПТУ-парогазовые установки.

• У холодильных установок по умеренному охлаждению самой эффективной является парокомпрессионная, но при наличии большого количества отбросного тепла на предприятии эффективность абсорбционной будет выше, так как будет наряду с высоким эксергетическим КПД большая экономия топлива.

• Все тепловые насосы имеют высокие показатели по эффективности в связи с чем ежегодно растут потребности в этих установках, которые позволяют решать задачи по энергосбережению и экологии на предприятиях.

Сравнительный анализ между рассмотренными тепловыми машинами в каждой конкретной группе, позволяет еще раз подтвердить и их наибольшее применение на практике.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Несмотря на огромное разнообразие тепловых машин, к которым относятся теплосиловые, холодильные и теплонасосные установки, весь анализ их работы основан на законах термодинамики, в основном на 1 законе термодинамики для открытых проточных систем. Непрерывное функционирование тепловых машин возможно только в том случае, если рабочее тело будет осуществлять круговой процесс (цикл) − совокупность термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в исходное состояние. В качестве рабочего тела установок применятся газы (без изменения агрегатного состояния) и пары, имеющие фазовые переходы (с изменением агрегатного состояния). Любое рабочее тело характеризуется параметрами, которые меняются, в зависимости от вида процесса в цикле. Были рассмотрены принцип работы и расчет

теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок, а также основные циклы и их эффективность. Также отмечена роль теплонасосных установок в экономии энергетических ресурсов

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. − М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.
2. Соколов Е.Я., Бродянский В.М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения. − М.: Энергоиздат, 1981. – 319 с.
3. Кириллин В.А. Техническая термодинамика для вузов / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 5−е изд., перераб. и доп. – М. : Издательский дом МЭИ, 2008. – 496 с.
4. Базаров И.П. Термодинамика / И.П. Базаров. – 5−е изд. – СПБ. : Изд-во «Лань»,− 2010. – 384 с.
5. Кудинов В.А. Техническая термодинамика: учеб. пособие для втузов / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов. – 5−е изд., стер. – М. : Высш. шк., 2007. – 261 с.
6. Везиришвили С.Ш. Энергосберегающие теплонасосные системы тепло и хладоснабжения. − М.: МЭИ, 1994. −256 с.
7. Яновский Е. И., Левин Л. А. Промышленные тепловые насосы. − М.: Энергоиздат, 1989. −128 с.
8. Амерханов Р.А. Тепловые насосы. − М.: Энергоатомиздат, 2005. – 160 с.
9. Пригожин И. Современная термодинамика(от тепловых двигателей до диссипативных структур)/ И. Пригожин, Д. Кондепуди. − М.: Мир, 2002.− 461 с.
10. Ерофеев В.Л. Теплотехника /В.Л. Ерофеев, П.Д. Семенов, А.С. Пряхиню. −М. Академкнига, 2008. − 326 с.
11. Теплотехника / под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высш. шк.,2005. − 671с.
12. Андрющенко А.А. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. – М.: Высш. шк., 1985. − 319 с.
13. Козлов С.А., Колубков А.Н., Фотькин С.Б. Инновационная концепция тепло- и холодоснабжения при централизованном теплоснабжении //Журнал «АВОК». 2013. №7.
14. Малкин В.А., Тепловые насосы большой мощности на юге России // Журнал «СОК». 2016. №5 http://www.c−o−k.ru/articles/teplovye−nasosy−bolshoymoschnosti−na−yuge−rossii
15. Агапов, Д.С. Структурная и параметрическая оптимизация систем промышленного теплотехнического и технологического оборудования: дис. … д-ра. техн. наук: специальность 05.14.04 / Д.С. Агапов. – СПб., 2017. – 340 с.
16. Казаков В.Г., Луканин П.В., Смирнова О.С. Построение эксергетических диаграмм по методу приращений эксергетичесмких потоков// Промышленная энергетика. 2010. №6.
17. Шомова Т.П., Султангузин И.А., Шомов П.А. Разработка энергосберегающих технологий для газоперерабатывающего комплекса на

основе тепловых насосов и АБХМ // Тепловые насосы.−2013−№3 (12). –С. 31−33.
18. Семенов И.А. Энергосбережение в процессах ректификации на примере разделения бутиловых спиртов: дис. … канд. техн. наук / Семенов И.А. – Ангарск, 2007. – 150 с.
19. Прогноз развития энергетики мира и России до 2040 года. ИНЭИ РАН, АЦ ,2013. −107 с.
20. Александров И.А. Применение теплового насоса в процессах ректификации// Энергосбережение и водоподготовка. – 2007.− №1(45).− С. 33−36.
21. Ерофеев, В. Л. Теплотехника / В. Л. Ерофеев, А. С. Пряхин, П. Д. Семенов. Теплотехника. Т.1 : Термодинамика и теория теплообмена. − М.: Юрайт, 2018. – 307 с.
22. Дыскин Л. М. Современные методы термодинамического анализа в теплоэнергетике: учеб. пособие / Л. М. Дыскин, М. С. Морозов; под общ. ред. Л.М. Дыскина; Нижегор. гос. архитектур. - строит. ун-т. – Н. Новгород: ННГАСУ, 2018. – 133 с.

Оглавление

Введение ... 4

Глава 1. Основные термодинамические процессы, протекающие в теплосиловых, холодильных и теплонасосных установках ... 5

Основные термодинамические понятия ... 5

Законы термодинамики ... 8

Основные термодинамические процессы ... 10

Термодинамические процессы в газах (без изменения агрегатного состояния) ... 10

Термодинамические процессы с паром (изменение агрегатного состояния) ... 15

Изображение основных термодинамических процессов с паром на P−V, T−S, H−S-диаграммах ... 19

Процессы истечения газов и паров ... 21

Дросселирование газов и паров ... 24

Сжатие газов и паров в компрессорах ... 25

Глава 2. Общая характеристика теплосиловых, холодильных и теплонасосных установок ... 32

Теплосиловые установки ... 33

Холодильные установки ... 36

Холодильные установки умеренного охлаждения ... 37

Холодильные установки для глубокого охлаждения ... 41

Тепловые установки. Тепловые насосы ... 43

Работа парокомпрессионого теплового насоса (ПНТ) ... 46

Глава 3. Прямые циклы ... 47

Прямой цикл ... 47

Обратный цикл ... 49

Цикл Карно ... 50

Прямой цикл Карно ... 51

Обратный цикл Карно ... 53

Оценка эффективности циклов ... 54

Метод тепловых балансов ... 54

Метод коэффициентов полезного действия ... 55

Эксергетический метод анализа ... 56

Потери эксергии ... 62

Глава 4. Термодинамический анализ теплосиловых установок ... 64

Термодинамиечский анализ ДВС ... 65

Цикл ДВС с подводом теплоты при постоянном объеме. Цикл Отто ... 66

Циклы ДВС с подводом теплоты при постоянном давлении. Цикл Дизеля ... 69

Циклы ДВС со смешанным подводом тепла. Цикл Тринклера ... 70

Сравнение термодинамиечской эффективности циклов ДВС ... 71

Циклы газотурбинных установок (ГТУ) ... 74
Циклы ГТУ со сгоранием при P = const. Цикл Брайтона ... 74
Баланс эксергии и эксергетический КПД ГТУ ... 76
Сравнение ДВС и ГТУ ... 78
Циклы паротурбинных установок (ПТУ) ... 79
Цикл Карно ... 80
Цикл Ренкина ... 81
Цикл Ренкина с промежуточным перегревом пара ... 85
Цикл Ренкина с регенеративным отбором пара ... 85
Теплофикационный цикл Ренкина ... 88
Сравнение циклов ГТУ и ПТУ ... 91
Циклы парогазовых установок ... 93
Сравнение циклов теплосиловых установок ... 96
Глава 5. Термодинамический анализ циклов холодильных установок ... 97
Холодильные установки умеренного охлаждения ... 98
Цикл воздушной холодильной установки. Цикл Лоренца ... 98
Цикл парокомпрессионной холодильной установки ... 101
Цикл пароэжекторной холодильной установки ... 105
Цикл абсорбционной холодильной установки ... 107
Сравнение холодильных установок умеренного охлаждения ... 110
Холодильные установки глубокого холода ... 111
Циклы холодильных установок, работающих по методу Линдэ ... 111
Циклы детандерных холодильных установок ... 112
Сравнение холодильных установок глубокого охлаждения ... 116
Глава 6. Термодинамический анализ циклов тепловых насосов ... 118
Парокомпрессионные тепловые насосы (ПТН) ... 118
Показатели эффективности парокмопрессионного теплового насоса ... 123
Потери эксергии в парокомпрессионном тепловом насосе ... 125
Применение парокомпрессионных тепловых насосов ... 126
Абсорбционный тепловой насос АБТН ... 127
Эксергетический анализ бромисто-литиевого теплового насоса ... 131
Применение абсорбционного теплового насоса ... 133
Глава 7. Сравнительная характеристика тепловых машин ... 136
Заключение ... 138
Библиографический список ... 140

Учебное издание

РАВИЧЕВ Леонид Владимирович

КАЙГОРОДОВА Ольга Александровна

ИЛЬИНА Светлана Игоревна

ОГАНЕСЯН Даниил Давидович

ЦИКЛЫ ТЕПЛОСИЛОВЫХ, ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК. МЕТОДЫ АНАЛИЗА ИХ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Редактор Е. В. Копасова

Российский химико-технологический университет имени Д. И. Менделеева

Подписано в печать 25.09.2021 г. Формат 60x84 1/16.

Усл. печ. л. 8,4. Уч.-изд. л. 10,6. Тираж 150 экз. Заказ

Издательский центр

Адрес университета и Издательского центра

125047 г. Москва, Миусская пл., 9.