

Б.П. ПОРШАКОВ Б.А. РОМАНОВ
Л 60

ОСНОВЫ ТЕРМОДИНАМИКИ И ТЕПЛОТЕХНИКИ

2-е ИЗДАНИЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ И ДОПОЛНЕННОЕ

*Допущено Управлением кадров
и учебных заведений Министерства
нефтяной промышленности СССР
в качестве учебника
для техникумов*

ФУНД. Б-КА ИНИИ

ИМ. АКАД. И. П. ГЛУХОВА



МОСКВА "НЕДРА" 1988

ББК 22.317

П59

УДК (536+621.1) (075.3)

Рецензенты: А. С. Морозов, С. С. Чебыкин

П 3608000000—166

043(01)—88

66—88 св. план для сред. спец. уч. завед.

ISBN 5—247—00023—4

© Издательство «Недра», 1979

© Издательство «Недра», 1988 с изменениями

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время теплосиловые и тепловые установки получили широкое распространение в различных отраслях народного хозяйства. На предприятиях нефтяной и газовой промышленности они составляют основную важнейшую часть технологического оборудования. Их используют на нефтяных и газовых промыслах при бурении нефтяных и газовых скважин, при добыче нефти и газа, на нефтеперерабатывающих заводах, при транспортировке нефти и газа. Любой специалист нефтяной и газовой промышленности должен обладать хотя бы основными знаниями об энергетических и технологических установках, принципах их работы.

Наука, изучающая методы использования энергии топлива, законы процессов изменения состояния вещества, принципы работы различных машин и аппаратов, энергетических и технологических установок, называется теплотехникой. Теоретическими основами теплотехники являются термодинамика и теплопередача.

Предлагаемый учебник (второе издание) написан в полном соответствии с программой по основам термодинамики и теплотехники для техникумов нефтяной и газовой промышленности.

В разделах учебника по основам термодинамики, теплотехники раскрыты понятия, основные законы и процессы термодинамических основ теплотехники, приведены многочисленные примеры с подробным их решением, что позволяет закрепить пройденный материал.

При подготовке второго издания настоящего учебника авторы снабдили основные разделы курса контрольными вопросами, увеличили число предлагаемых задач, уточнили основные определения и понятия термодинамики и теплопередачи, обновили содержание прикладной части курса, уделяя внимание принципам экономии энергетических ресурсов и основам энергосберегающей технологии предприятий, учли пожелания преподавателей техникумов, направленные на улучшение содержания учебника.

Основы термодинамики в настоящем учебнике изложены применительно к реальным (действительным) процессам природы, отражающим термодинамику рабочего тела.

При изложении прикладных разделов курса «Котельные установки», «Тепловые двигатели», «Тепловые установки» авторы старались наряду с изложением общей теории рабочего процесса показать и современные достижения науки и техники в этих отраслях промышленности.

Глава I

**ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, ФИЗИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ
Вещества и законы идеальных газов**

§ 1. Содержание термодинамики и ее метод

Термодинамика — наука, изучающая самые разнообразные явления природы, сопровождающиеся передачей или превращением энергии в различных физических, химических, механических и других процессах.

Термодинамика как наука возникла в середине XIX в. когда в связи с широким развитием и использованием тепловых машин появилась острая необходимость в изучении закономерностей превращения теплоты в работу и создания теории тепловых машин, используемой для проектирования двигателей внутреннего сгорания, паровых турбин, холодильных установок и т. д. Поэтому основным содержанием термодинамики прошлого столетия было изучение свойств газов и паров, исследование циклов тепловых машин с точки зрения повышения их к. п. д.

В XX в. наиболее актуальной задачей становится разработка теории течения и истечения паров и газов в связи с широким развитием паровых турбин. Характерным предметом исследования становятся термодинамические свойства паров, жидкостей, твердых тел. Появляются десятки уравнений состояния веществ.

В настоящее время термодинамика развивается в области изучения реальных тел (сжатых газов, жидкостей, твердого тела), исследования дисперсных систем, химических процессов в сплавах и растворах, в исследовании оптических явлений, космических и биологических процессов.

В основу построения современной термодинамики положено несколько экспериментально установленных физических истин (постулатов). Эти постулаты отражают опыт познания природы человеком и, что очень важно, допускают опытную проверку. Последовательное математическое развитие исходных постулатов и составляет содержание курса термодинамики.

К числу основных законов термодинамики относятся прежде всего *первое начало термодинамики*, представляющее собой не что иное, как количественное выражение закона сохранения и превращения энергии. Этот закон утверждает, что невозмо-

жен самопроизвольное возникновение или исчезновение энергии, что энергия изолированной системы при всех изменениях ее сохраняет постоянную величину. Этот закон носит всеобщий характер и используется всюду, где возникает необходимость в определении, например, теплоты или работы. Из этого закона, в частности, следует вывод о невозможности построения «вечного» двигателя первого рода, который был бы в состоянии производить работу без получения энергии извне.

Второе начало термодинамики отражает качественную сторону процессов и устанавливает их направленность. Этот закон термодинамики утверждает, что невозможен процесс, в результате которого теплота полностью превращается в работу.

Из сопоставления первого и второго начала термодинамики следует вывод о невозможности построения вечного двигателя второго рода. По сравнению с первым началом второе начало термодинамики носит менее общий характер и отражает принципы существования таких понятий, как абсолютная температура и энтропия, а также принцип возрастания энтропии.

В 1906—1911 гг. В. Нернст на основе большого числа экспериментальных исследований предложил *третий закон термодинамики*, играющий большую роль в вычислении всех термодинамических функций (энтропии, энергии и т. д.). По закону В. Нернста при абсолютном нуле все равновесные процессы происходят без изменения энтропии, при этом энтропия всех веществ не только равна между собой, но и равна нулю. Это дает возможность вычислять абсолютные значения энтропии, в чем большое практическое значение закона В. Нернста.

Современная термодинамика построена так, что ее расчетный аппарат позволяет любое эмпирическое соотношение связать с первым или вторым началом, получить новые выводы и научки. Предметом изучения термодинамики служат все различные физические и химические процессы, представляющие собой результат молекулярных и атомных явлений: охлаждение и нагревание тел, химические реакции, плавление, испарение и т. д. Законы термодинамики неприменимы к отдельным молекулам и микроскопическим телам. Она изучает только тела конечных размеров, для которых и справедливы положения первого и второго начала термодинамики.

Термодинамика при своем построении не использует никаких гипотез, в частности гипотез и теорий о строении вещества. Она показывает, как с помощью немногих понятий (энергия, энтропия, температура, давление) можно описать различные физические, химические и другие процессы.

Прикладные курсы термодинамики имеют и соответствующие наименования: *техническая термодинамика*, изучающая

теорию тепловых двигателей, холодильных машин, компрессоров; химическая термодинамика, изучающая равновесие и направление химических реакций, теорию растворов; физическая или общия термодинамика, изучающая теорию фазовых превращений, состояние вещества и т. д.

Настоящий учебник написан как курс технической термодинамики с отражением особенностей энергетики нефтяной и газовой промышленности.

§ 2. Исходные понятия и определения термодинамики

Исходные понятия и определения термодинамики составляют вводную часть курса, представляющую изложению принципов и расчетных соотношений термодинамики.

Состояние любого вещества принято характеризовать величинами, которые в термодинамике называются *параметрами состояния*. Наиболее распространенные параметры состояния — плотность (удельный объем тела), давление, температура. Кроме этого в термодинамике широко используются такими понятиями, как работа, теплота, масса, сила и т. д.

Масса, сила. Все тела в природе материальны и обладают определенной массой. Масса тела характеризует свойство его инертности, т. е. свойство тела сохранять приобретенное движение или состояние покоя. Массу вещества определяют взвешиванием его на рычажных весах (рис. 1.1, а). За единицу измерения массы в Международной системе единиц (СИ) принимают один килограмм (кг) — массу платино-иридиевой гири эталона, хранящегося в Международном бюро мер и весов.

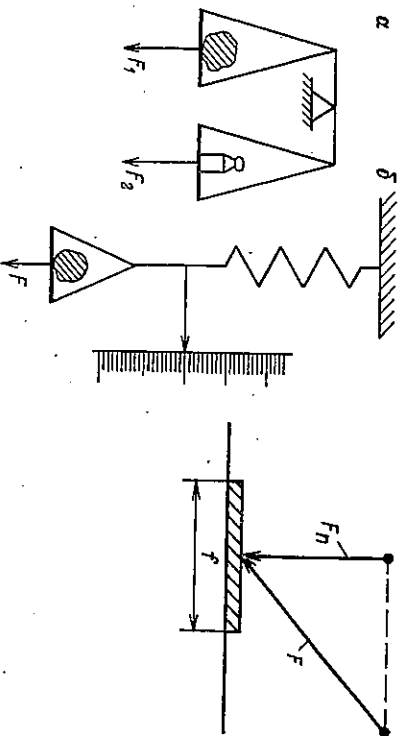


Рис. 1.1. Способы взвешивания тел:
а — на рычажных весах; б — на пружинных весах

Рис. 1.2. Схема определения давления

За единицу измерений любой силы принимается ньютон (Н) — сила, сообщаящая массе в 1 кг ускорение, равное 1 м/с². Значения силы находят с помощью пружинных весов (рис. 1.1, б). По указательной стрелке на шкале отсчетов судят о силе тяжести тела в данном пункте взвешивания. Таким образом, с помощью одной и той же металлической гири определяют как единицу массы — килограмм, так и единицу силы — ньютон. Принципиальные отличия здесь заключаются лишь в том, что силу определяют с помощью пружинных весов, а массу вещества — с помощью рычажных весов.

Плотностью вещества принято называть отношение массы тела G к его объему V , или массу тела, содержащуюся в единице его объема

$$\rho = G/V. \quad (1.1)$$

Плотность измеряется в кг/м³ или в г/см³.

В термодинамике часто приходится иметь дело с изменением плотности тел в результате их сжатия, нагревания, охлаждения и т. д. При этом масса тел G , естественно, остается постоянной, а плотность изменяется только в связи с изменением объема тела V . В этом случае удобнее оперировать с понятием удельного объема тел — величины, обратной плотности вещества

$$v = V/G = 1/\rho. \quad (1.2)$$

Пример 1.1. Определить количество (массу) нефти, находящейся в цилиндрическом резервуаре диаметром $D=8$ м и высотой $H=6$ м, если плотность нефти составляет $\rho=850$ кг/м³.

Решение. 1. Находим объем резервуара по формуле

$$V = \frac{\pi D^2}{4} H = 0,785 D^2 H = 0,785 \cdot 8^2 \cdot 6 = 301,44 \text{ м}^3.$$

2. Находим массу нефти по формуле (1.2)

$$G = V \rho = 301,44 \cdot 850 = 256\,224 \text{ кг (или } 256,224 \text{ т)}.$$

Давление. Давление определяется как отношение силы, действующей по нормали (т. е. перпендикулярно) к поверхности тела, на единицу площади этой поверхности (рис. 1.2):

$$p = F_n/f, \quad (1.3)$$

где F_n — сила, действующая по нормали к поверхности тела; f — площадь поверхности тела, перпендикулярная к действующей силе.

Если силу F_n , приложенную к поверхности тела, измерить в ньютонах (Н), а площадь поверхности f — в квадратных метрах (м²), то единицей давления будет ньютон на квадратный метр (Н/м²). Эта единица давления принята в (СИ) и называется паскалем (Па). Наряду с паскалем в технике употреб-

$$p = p_0 - p_a = 98,42 - 53,2 = 45,22 \text{ кПа.}$$

Температура. Температура — важнейший термодинамический параметр состояния вещества. Она характеризует тепловое состояние тела. Тепловое равновесие тел и вытекает за собой понятие температуры, т. е. тела, находящиеся в тепловом равновесии, имеют одинаковую температуру в любой температурной шкале измерения. Из опыта хорошо известно, что телота самопроизвольно переходят от тел, более нагретых, к телам менее нагретым, т. е. к телам с меньшей температурой независимо от размеров тел, их цвета, запаха и т. п. Поэтому в качестве определения температуры может быть принято утверждение: температура — единственный параметр состояния вещества, определяющий направление самопроизвольного теплообмена между телами.

В условиях теплообмена между телами с различной температурой, кроме изменения температуры тел, изменяются и другие параметры состояния: объем, давление и т. д. Этот факт и позволяет установить способы измерения температуры по изменению какого-либо параметра и, кроме того, приводит к теореме о существовании уравнения состояния вещества, т. е. к утверждению, что для любого тела существует зависимость между температурой и остальными параметрами, характеризующими состояние вещества.

Температуру измеряют различными приборами: жидкостными и газовыми термометрами, термоэлектрическими пирометрами (термопарами), оптическими пирометрами, в которых используется зависимость излучения тела от температуры и длины волны, и т. д. В практике измерения температуры распространение получили различные температурные шкалы. Наиболее часто используют температурную шкалу Цельсия, в которой интервал температур от точки плавления льда до точки кипения воды при атмосферном давлении разбит на сто равных частей, называемых *градусами* ($^{\circ}\text{C}$).

Особую важную роль в термодинамике играет термодинамическая шкала температур. Нуль этой шкалы называют абсолютным нулем. Деления этой шкалы называют кельвинами (К). Они равны градусам Цельсия, но показания температуры в градусах Кельвина больше температуры, измеренной в градусах Цельсия на 273,15 градуса. Если обозначить буквой T абсолютную температуру в кельвинах, а t температуру в градусах Цельсия, то

$$T = t + 273,15. \quad (1.6)$$

Таким образом, если тело имеет температуру $t = 300^{\circ}\text{C}$, то абсолютная температура тела будет $T = 573,15 \text{ К}$. Если написано

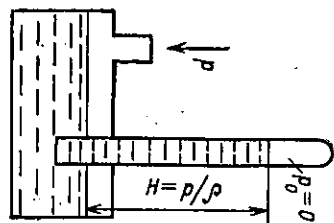


Рис. 1.3. Принципиальная схема измерения абсолютного давления (приборы барометрического типа)

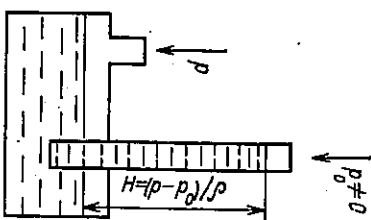


Рис. 1.4. Принципиальная схема измерения избыточного давления (приборы манометрического типа)

ляются и более крупные единицы — килоПаскаль (кПа), равный 10^3 Па , и мегаПаскаль (МПа), равный 10^6 Па .

Давление жидкостей, паров или газов измеряют приборами барометрического типа для определения абсолютного давления (p) (рис. 1.3) или приборами манометрического типа (рис. 1.4) для определения избыточного или манометрического давления (p_m). Абсолютное давление, например в резервуарах, определяется как сумма манометрического давления (p_m) и абсолютного давления окружающей среды (p_0)

$$p = p_m + p_0. \quad (1.4)$$

Когда приборы манометрического типа используют для измерения разрежения в сосудах, их называют вакуумметрами. Абсолютное давление в этом случае определяется соотношением

$$p = p_0 - p_v, \quad (1.5)$$

где p_v — разность давления окружающей среды и давления в сосуде, называемая разрежением и измеряемая вакуумметром. Следует хорошо запомнить, что в уравнения термодинамики всегда входит лишь абсолютные давления (p).

Пример 1.2. Манометр на паровом котле показывает давление 2,5 МПа. Каково абсолютное давление в котле, если атмосферное давление $p_0 = 97,8 \text{ кПа}$?

Решение. По уравнению (1.4) определяем

$$p = p_m + p_0 = 2,5 + 97,8 \cdot 10^{-3} = 2,6 \text{ МПа.}$$

Пример 1.3. Вакуумметр показывает разрежение $p_v = 53,2 \text{ кПа}$. Каково абсолютное давление в сосуде, если давление окружающей среды $p_0 = 98,42 \text{ кПа}$?

$t = 100^\circ \text{C}$, то температура тела в градусах Цельсия будет $t = T - 273,15 = 700 - 273,15 = 426,85 \approx 427^\circ \text{C}$.

Термодинамическая система. Термодинамическая система, или тело — это такая равновесная система, которая способна обмениваться с другими телами энергией и веществом. Различают понятия открытой, закрытой и изолированной термодинамической систем. *Открытая термодинамическая система* может обмениваться веществом с другими системами. *Закрытая термодинамическая система* не может обмениваться веществом с другими системами. *Изолированной термодинамической системой* называют систему, которая не может обмениваться энергией и веществом с другими системами.

Понятие о термодинамическом процессе. Если температура, давление и объем тела могут оставаться без внешнего воздействия неизменными как угодно долго, то такое состояние системы принято называть *равновесным*. Если хотя бы один из параметров состояния меняется, то изменяется состояние системы, или, как принято говорить, происходит *термодинамический процесс*, представляющий собой непрерывную последовательность равновесных состояний. В действительности любой реальный процесс — это процесс *неравновесный*, поскольку при его протекании разные части системы имеют различные температуру, давление, плотность и т. п. Эта неравновесность может быть сколь угодно малой при уменьшении скорости протекания процесса, а сам переход к анализу только равновесных процессов значительно облегчает рассмотрение вопроса об изменении состояния системы. Поэтому под понятием «процесс» мы будем в дальнейшем понимать только равновесный термодинамический процесс.

Внутренняя энергия. Внутренней энергией тела или системы тел следует называть совокупность всех видов энергии (кинетической, химической, потенциальной и т. д.), заключенной в рассматриваемой системе. Энергия является общей характеристикой различных форм движения материи. Она всегда остается постоянной для данной системы при взаимных превращениях всех форм движения внутри этой системы.

Внутренняя энергия — в джоулях на килограмм (Дж/кг). Теплота и теплообмен. Тепло — это количество энергии, передаваемой от одного тела к другому путем непосредственного соприкосновения (теплопроводности) и излучения. Следовательно, теплообмен — это форма передачи энергии от одних тел к другим путем теплопроводности, конвекции и излучения.

Теплообмен между телами осуществляется только в условиях, когда тела имеют разную температуру. Из определения

понятия теплоты следует, что можно говорить только о количестве переданной теплоты от одного тела к другому, но нет смысла говорить, что тело содержит какое-то количество теплоты. Тело или система тел содержит только внутреннюю энергию.

Количество теплоты, полученной каким-либо телом, зависит от вида процесса, посредством которого она передается.

Работа. Работа в обычном определении механики — это произведение силы F , действующей в направлении движения, на путь перемещения тела ΔS

$$L_{1,2} = F \Delta S. \quad (1.7)$$

Рассмотрим процесс, совершаемый рабочим телом в цилиндре поршневой машины (рис. 1.5). Пусть, например, процессу перемещения поршня из положения a — d в положение b — c соответствует линия $1-2$ в координатах давления p , объем V . Этот процесс сопровождается увеличением объема V , т. е. расширением рабочего тела. Такой процесс принято называть процессом расширения, или прямым процессом, в котором

$$\Delta V = V_2 - V_1 > 0.$$

При обратном движении поршня из положения d — a в положение a — a происходит уменьшение объема, или процесс сжатия, при котором $\Delta V' = V_2' - V_1' < 0$. Сила, действующая на поршень и перемещающая его из одного положения в другое, равна произведению среднего давления p_m на площадь поршня f

$$F = p_m f.$$

Из рис. 1.5 видно, что произведение площади поршня f на путь его перемещения ΔS из одного положения в другое определяет изменение объема

$$f \Delta S = \Delta V$$

или

$$\Delta S = \Delta V / f.$$

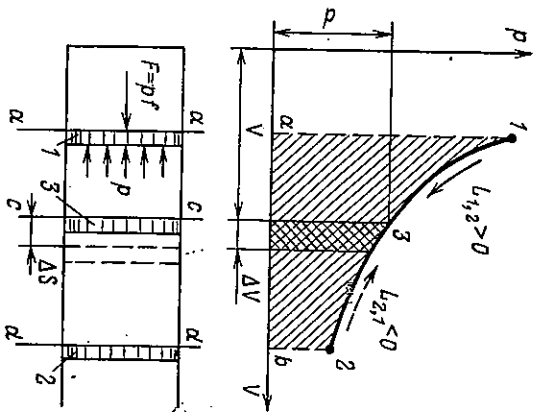


Рис. 1.5. Термодинамический процесс в координатах p — V и определение работы $L_{1,2}$.
1 — крайнее левое (внутреннее) положение поршня; 2 — крайнее правое (внешнее) положение поршня; 3 — промежуточное положение поршня

Подставляя последние выражения в уравнение (1.7), находим

$$L_{1,2} = F \Delta S = p_m f \frac{\Delta V}{f} = p_m \Delta V. \quad (1.8)$$

Уравнение (1.8) определяет работу изменения объема для тела любой массы. В дальнейшем эту работу будем называть *термодинамической работой изменения объема*. В соответствии с изложенным при $\Delta V > 0$ работа будет положительна ($L_{1,2} > 0$) и, как говорят, совершается рабочим телом, а при $\Delta V < 0$ работа отрицательна ($L_{1,2} < 0$), так как она затрачивается на сжатие рабочего тела в цилиндре машины. Выражение (1.8) показывает, что работа, совершаемая рабочим телом, определяется площадью под линией процесса 1—2, если поршень перемещается из точки 1 в точку 2 (см. рис. 1.5). Слева и справа эта площадь ограничена крайними ординатами 1а и 2б, а снизу — осью абсцисс

$$L_{1,2} = \text{пл. 12 ба 1} = p_m (V_2 - V_1). \quad (1.9)$$

Таким образом, система координат $p - V$ обладает удобным для анализа свойством: площади под линиями процессов, изображенными в этой системе координат, определяют работу независимо от вида рабочего тела. Поэтому координаты давление — объем в ряде случаев называют универсальными координатами *термодинамической работы*.

Удельная термодинамическая работа изменения объема — это работа, отнесенная к единице массы рабочего тела ($G = \text{const}$),

$$l_{1,2} = \frac{L_{1,2}}{G} = \frac{p_m \Delta V}{G} = p_m (V_2 - V_1). \quad (1.10)$$

В дифференциальной форме элементарная удельная работа определяется уравнением

$$dl = p dv, \quad (1.11)$$

а в интегральной форме уравнением

$$l_{1,2} = \int_1^2 p dv. \quad (1.12)$$

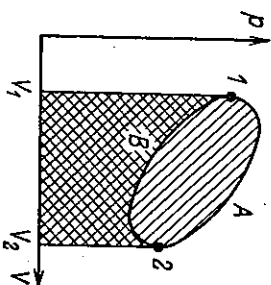
Определение термодинамической работы по уравнению (1.12), строго говоря, возможно лишь при наличии уравнения связи между изменением давления и объема в процессе 1—2

$$p = p(v). \quad (1.13)$$

Наличие уравнения процесса для определения работы по уравнениям (1.8) и (1.12) необходимо в силу того, что работа изменения объема зависит не только от начального и конечного состояний рабочего тела, но и от вида процесса 1—2. Это

положение хорошо иллюстрируется диаграммой рис. 1.6. Пусть система из состояния 1 переходит в состояние 2 по пути А и по пути В. В первом случае работа будет численно равна площади $1A2V_2V_1$, во втором случае — площади $1B2V_2V_1$. Из рис. 1.6 видно, что площадь $1A2V_2V_1$ больше площади $1B2V_2V_1$. Следовательно, работа получается разной в зависимости от того, по какому пути система переходит из одного состояния в другое. Поэтому перед элементарной работой в уравнении (1.11) ставится общий знак бесконечно малой величины δ в отличие от знака полного дифференциала d , который ставится, например, перед внутренней энергией, изменение которой не зависит от вида процесса.

Рис. 1.6. Зависимость работы от пути процесса



В термодинамических расчетах, кроме термодинамической работы изменения объема, широко используется понятие работы изменения давления или так называемой *потенциальной работы*.

Работой изменения давления будем называть работу перемещения жидкостей, паров и газов из области одного давления p_1 в область другого давления p_2 . Основными этапами потенциальной работы при перемещении тела из области давления p_1 в область давления p_2 , например, с помощью компрессора можно считать стадии наполнения L_1 , расширения L_{II} и вытеснения L_{III} (рис. 1.7). Указанные работы L_1 , L_{II} , L_{III} численно

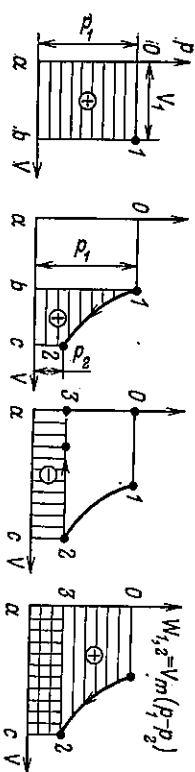
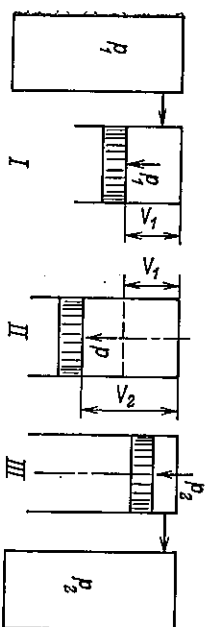


Рис. 1.7. Стадии потенциальной работы как работы перемещения вещества из области давления p_1 в область давления p_2

равны площадям под соответствующими линиями процесса, по-
этому

$$L_I = p_1 V_1, \quad L_{II} = \int_1^2 p dV; \quad L_{III} = -p_2 V_2.$$

Следовательно, потенциальная (техническая) работа перемещения вещества из области давления p_1 в область давления p_2

$$\begin{aligned} W_{1,2} &= L_I + L_{II} + L_{III} = p_1 V_1 + \int_1^2 p dV - p_2 V_2 = \int_1^2 p dV - \int_1^2 p dV = \\ &= \int_1^2 p dV - \left[\int_1^2 p dV + \int_1^2 V dp \right] = - \int_1^2 V dp, \end{aligned} \quad (1.14)$$

а удельная работа

$$w_{1,2} = \frac{W_{1,2}}{G} = p_1 v_1 + \int_1^2 p dv - p_2 v_2 = - \int_1^2 v dp. \quad (1.15)$$

Из диаграмм рис. 1.7 следует, что работа изменения давления определяется как площадь 0123 , ограниченная линией процесса $I-2$, осью ординат и двумя абсциссами, проведенными из крайних точек процесса.

$$w_{1,2} = \text{пл. } 0123 = v_m(p_1 - p_2). \quad (1.16)$$

Элементарные величины потенциальной работы соответствуют бесконечно малым изменениям давления

$$\delta W = -V dp \quad (1.17)$$

или

$$\delta w = \frac{\delta W}{G} = - \frac{V dp}{G} = -v dp. \quad (1.18)$$

Знак минус (—) в уравнениях (1.17) и (1.18) показывает, что в процессах расширения, когда на элементарном участке изменение давления отрицательно ($dp < 0$), работа будет положительной. В процессах сжатия, когда изменение давления положительно ($dp > 0$), работа будет отрицательной.

При вычислении интегрального значения потенциальной работы по уравнениям (1.17) и (1.18), как и при вычислении интегральной термодинамической работы изменения объема (1.12), должно быть задано уравнение процесса изменения состояния рабочего тела $p = \varphi(V)$ — для работы любого количества вещества или $p = \varphi(v)$ — для удельной работы.

Простейшие частные случаи потенциальной работы по перемещению рабочего тела:

- 1) потенциальная работа положительна ($W_{1,2} > 0$) при перемещении рабочего тела из области высшего давления в область низшего ($p_1 > p_2$) — в поршневых машинах или турбинах с расширением рабочего тела (пар, газ) от начального давления p_1 до давления среды p_2 ($p_2 < p_1$);
- 2) потенциальная работа отрицательна ($W_{1,2} < 0$) — для компрессоров, насосов, нагнетающих газы или жидкости из области низших в область высших давлений ($p_2 > p_1$);
- 3) потенциальная работа положительна — при истечении жидкостей, паров и газов из области высшего давления в низшее в соплах ($p_1 > p_2$) и отрицательна при сжатии газов в диффузорах ($p_2 > p_1$).

§ 3. Виды агрегатного состояния тел

Различают следующие виды агрегатного состояния простых тел: твердое, жидкое и газообразное¹.

Переход химически однородного простого тела из одного вида агрегатного состояния в другое характеризуется фазовой диаграммой $p-t$ (рис. 1.8).

Если при постоянном давлении $p = \text{const}$ нагревать тело, например воду, то температура воды, как показывает опыт, будет непрерывно повышаться, пока не достигнет определенного значения, характерного начала перехода тела из жидкого состояния *II* в газообразное *III*. Этот процесс принято называть процессом *кипения*; обратный процесс превращения пара *III* в жидкость *II*, протекающий с отводом того же количества теплоты, называют процессом *конденсации*.

Переход вещества из твердого состояния *I* в жидкое *II* называется процессом *плавления*; обратный процесс — *затвердевание*.

Точку пересечения линий испарения и плавления в координатах $p-t$ (рис. 1.8, точка *A*) называют *тройной точкой*. В тройной точке начинается и линия *возгонки* или *сублимации* (переход твердого вещества в газообразное). Обратный процесс называется процессом *сублимации*.

Следовательно, в точке *A* одновременно в равновесном состоянии существуют три вида агрегатных состояний вещества: твердое, жидкое, газообразное.

Для воды тройная точка характеризуется следующими данными: $t_A = 0,01^\circ\text{C}$; $p_A = 610,8 \text{ Па}$. Параметры тройной точки вещества относятся к числу термодинамических констант этого вещества.

¹ Плазма не подпадает под определение простого тела (жидкости, пара, газа). Плазма — это высокоионизированный газ, представляющий собой сложную термодинамическую систему.

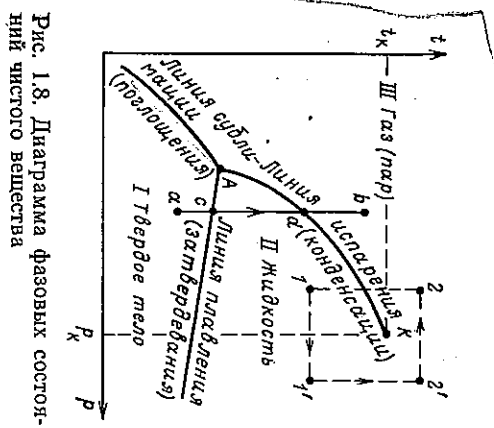


Рис. 1.8. Диаграмма фазовых состояний чистого вещества

Линии фазовых превращений в координатах давление — температура определяют термодинамическое равновесие двухфазовых систем, например, на линии кипения (см. рис. 1.8) имеет место равновесие пара и жидкости (насыщенный или влажный пар), на линии плавления равновесие жидкой и твердой фаз и т. д. Уравнение каждой такой линии — это уравнение зависимости температуры от давления

$$t = \varphi(p). \quad (1.19)$$

Основной термодинамический признак различия видов агрегатного состояния вещества — наличие энергетической границы между фазами: теплота испарения как граница между жидкостью и ее паром, теплота плавления как граница между твердым веществом и жидкостью. Теплота плавления, испарения и сублимации есть теплота изотермических превращений, т. е. превращений, протекающих без изменения температуры вещества, поэтому она обычно называется *теплотой фазовых превращений*. Значения теплоты фазовых превращений зависят от температуры или давления вещества. В частности, по мере повышения давления теплота испарения уменьшается и в критической точке К (конечная точка линии кипения, рис. 1.8) скрытая теплота испарения становится равной нулю. В этой точке исчезает различие между жидкостью и ее паром.

Критическое давление $p_{кр}$ — давление, при котором и выше которого жидкость уже не может быть превращена в пар. Критическая температура $t_{кр}$ — температура, при которой и выше которой пар уже не может быть сконденсирован (табл. 1.1).

Поскольку свойства разных веществ отличаются друг от друга, то и диаграммы их в координатах $p-t$ будут различны между собой, как будут различными и характерные точки диаграмм А и К.

Из диаграммы $p-t$ (см. рис. 1.8) хорошо видно, как изменяется состояние вещества в процессе нагрева, например при постоянном давлении. Двигаясь по изобаре ($p = const$) из области твердого состояния вещества (точка а), мы пересекаем линию плавления, в точке с, проходим область жидкого состояния II, пересекаем линию кипения (насыщенный) АК в точке d и переходим в область газообразного состояния (точка b).

Таблица 1.1
Критические параметры некоторых веществ

Вещество	Критическая температура $t_{кр}$, °С	Критическое давление $p_{кр}$, МПа
Азот N_2	-149,9	33,9
Кислород O_2	-118,4	5,07
Метан CH_4	-82,6	45,7
Этан C_2H_6	32,3	48,2
Пропан C_3H_8	96,7	42
Аммиак NH_3	132,3	11,28
Вода H_2O	374,15	22,13

Проследив путь перехода из явно жидкого состояния (точка 1) в явно газообразное (точка 2) и путь 1-1'-2'-2 через закритическую область, приходим к выводу, что этот переход можно осуществить путем непрерывных изменений вещества по пути 1-1'-2'-2, т. е. минуя фазовые энергетические барьеры (в данном случае линию кипения по пути 1-2). Это значит, что между жидкостью и газом нет принципиальных различий и для них может быть сформулировано единое уравнение состояния вещества, связывающее между собой давление, удельный объем и температуру,

$$\varphi(p, v, t) = 0. \quad (1.20)$$

Для углеводородных систем, состоящих из большого числа компонентов, что особенно характерно для газоконденсатных месторождений, вид фазовых диаграмм зависит прежде всего от состава смеси и свойств индивидуальных компонентов и может заметно отличаться друг от друга.

§ 4. Законы идеальных газов

Идеальными принято считать газы, подчиняющиеся уравнению Клапейрона ($pV = RT$). В физике под идеальными подразумеваются газы, в которых отсутствуют силы межмолекулярного взаимодействия, а объем самих молекул равен нулю. Учение об идеальных газах зародилось в XVII—XIX столетиях на базе экспериментальных исследований физических свойств реальных газов Бойлем (1662 г.) и Мариоттом (1676 г.), Шарлем (1787 г.) и Гей-Люссаком (1802 г.). Эти ученые полагали, что газообразное состояние есть особый вид постоянного физического состояния («газ есть газ при всех физических условиях»). Сжатие хлора (1823 г.) нанесло первый удар по этим представлениям. В настоящее время можно утверждать, что ни один из реальных газов не подчиняется этим газовым

$$pV = \frac{C}{M} RT$$

законам. Тем не менее эти специфические газовые законы в термодинамике сохранны и учение об идеальных газах широко используется в технике, эти законы несложны и достаточно хорошо характеризуют поведение реальных газов при невысоких давлениях и не очень низких температурах, выходя от областей насыщения и критической точки.

Закон Бойля (1662 г.) — Мариотта (1676 г.). При постоянной температуре ($t = \text{const}$) произведение абсолютного давления и удельного объема идеального газа сохраняется неизменной величиной ($pv = \text{const}$), т. е. произведение абсолютно-го давления и удельного объема зависит только лишь от температуры газа

$$pv = \text{const} \quad (1.21)$$

или

$$pv = f(t), \quad (1.22)$$

откуда при $t = \text{const}$ имеем

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{v_1}{v_2}; \quad p_2 v_2 = p_1 v_1. \quad (1.23)$$

При температуре $t = 0^\circ \text{C}$ и любом давлении p удельный объем идеального газа по уравнению (1.22) равен

$$v_{0,p} = \frac{f(t)}{p} = \frac{f(0^\circ \text{C})}{p} = \frac{\text{const}}{p}. \quad (1.24)$$

Закон Гей-Люссака (1802 г.). При постоянном давлении ($p = \text{const}$) объем идеального газа изменяется прямо пропорционально повышению температуры

$$v = v_0(1 + \alpha t), \quad (1.25)$$

где v — удельный объем газа при температуре $t^\circ \text{C}$ и давлении p ; v_0 — удельный объем газа при температуре $t = 0^\circ \text{C}$ и том же давлении p ; α — температурный коэффициент объемного расширения идеальных газов при 0°C , сохраняющийся одно и то же значение при всех давлениях и одинаковый для всех идеальных газов

$$\alpha = \frac{1}{273,15} \text{ K}^{-1}. \quad (1.26)$$

Таким образом, содержание закона Гей-Люссака сводится к следующему утверждению: объемное расширение идеальных газов при изменении температуры и при $p = \text{const}$ имеет линейный характер для всех идеальных газов, а температурный ко-

эффициент объемного расширения α является универсальной постоянной идеальных газов.

Сопоставление законов Бойля — Мариотта и Гей-Люссака приводит к уравнению состояния идеальных газов (уравнению Б. Клапейрона, 1834 г.). Действительно, подставляя выражение удельного объема идеального газа v_0 при температуре 0°C и любом давлении p [см. уравнение (1.24)] в выражение удельного объема этого газа при любой температуре t и том же давлении p [см. уравнение (1.25)], находим

$$v = v_0(1 + \alpha t) = \frac{\text{const}}{p}(1 + \alpha t) = \frac{\alpha \text{const}}{p} \left(\frac{1}{\alpha} + t \right). \quad (1.27)$$

Заменяя

$$\alpha \text{const} = R; \quad \frac{1}{\alpha} + t = T,$$

окончательно получим

$$v = \frac{RT}{p}; \quad pv = RT, \quad (1.28)$$

где v — удельный объем газа; p — абсолютное давление газа; R — удельная газовая постоянная идеального газа; T — абсолютная температура идеального газа.

$$T = \frac{pv}{R} = t + \frac{1}{\alpha} = t + 273,15 \approx t + 273,2, \text{ K}. \quad (1.29)$$

Физический смысл удельной газовой постоянной идеального газа R можно проследить на основе следующего рассуждения. Для начального и конечного состояния газа уравнения (1.28) можно записать для процесса $p = \text{const}$ (неизменное давление)

$$pv_1 = RT_1$$

и

$$pv_2 = RT_2.$$

Вычитая первое уравнение из второго и учитывая, что $p = \text{const}$ и $R = \text{const}$, находим

$$p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1) = R(t_2 - t_1), \quad (1.30)$$

отсюда

$$R = \frac{p \Delta v}{\Delta t} = \frac{l_p}{\Delta t}, \quad (1.31)$$

где l_p — удельная термодинамическая работа изменения объема в процессе $p = \text{const}$.

Следовательно, удельная газовая постоянная идеального газа R — это удельная работа газа в процессе $p = \text{const}$ при изменении температуры на один градус.

Закон А. Авогадро (1811 г.). Объем одного моля идеального газа \bar{v} не зависит от природы газа и вполне определяется давлением и температурой вещества (p, t). На этом основании можно заключить, что объемы молей разных газов, взятых при одинаковых давлениях и температурах, равны между собой. Если ν — удельный объем газа, а μ — молярная масса, то объем моля (молярный объем) равен $\bar{v} = \mu \nu$. При равных давлениях и температурах для разных газов имеем

$$\bar{v} = \mu \nu = \text{const.} \quad (1.32)$$

Если давление и температура газа изменяются, то уравнение (1.32) записывается в виде

$$\bar{v} = \mu \nu = f(p, t). \quad (1.33)$$

Моль — это количество вещества в граммах, численно равное его молярной массе, а киломоль — количество вещества в килограммах, численно равное его молярной массе. Так, например, киломоль кислорода O_2 равен 32 кг, киломоль углекислого газа CO_2 — 44 кг и т. д. (1 киломоль = 1000 моль). Подставляя в уравнение (1.33) значение удельного объема ν , определяемого из уравнения Клапейрона (1.28), находим

$$\bar{v} = \mu \nu = \mu R \frac{T}{p} = f(p, t). \quad (1.34)$$

Так как удельный молярный объем газа \bar{v} зависит в общем случае только от давления и температуры, то произведение μR в уравнении (1.34) есть величина одинаковая для всех газов и поэтому называется *универсальной газовой постоянной*. Обозначается она \bar{R} . Ее физический смысл тот же, что и удельной газовой постоянной R в уравнении (1.31)

$$\bar{R} = \mu R = 8314, \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \quad (1.35)$$

Из уравнения (1.35) следует, что удельные газовые постоянные отдельных газов R определяются через их молярные массы. Например, для азота ($\mu_{N_2} = 28$) удельная газовая постоянная

$$R_{N_2} = \frac{\bar{R}}{\mu_{N_2}} = \frac{8314}{28} = 297 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)}. \quad (1.36)$$

Следовательно, в уравнении Клапейрона индивидуальные свойства каждого газа проявляются в значении его удельной газовой постоянной R .

Значения газовой постоянной для различных веществ

Вещество	Химическая формула	Молярная масса	Газовая постоянная в Дж/(кг·К)
Водород	H_2	2,016	4124,3
Гелий	He	4,003	2077,2
Метан	CH_4	16,043	518,3
Аммиак	NH_3	17,031	488,2
Вода	H_2O	18,016	461,5
Азот	N_2	28,013	296,8
Оксид углерода	CO	28,011	296,8
Воздух	—	28,97	287,0
Кислород	O_2	32,0	259,8
Диоксид углерода	CO_2	44,011	189,9

Уравнение Клапейрона может быть представлено в следующих видах. Для 1 кг газа [см. уравнение (1.28)]

$$p\nu = RT; \quad (1.37)$$

для G (кг) газа с учетом того, что $G\nu = V$ [см. уравнение (1.2)]

$$pV = GRT = \bar{G}\bar{R}T, \quad (1.38)$$

где \bar{G} — количество вещества в молях,

$$\bar{G} = G/\mu;$$

для одного кмоль газа

$$p\bar{\nu} = \mu RT = \bar{R}T. \quad (1.39)$$

Уравнение (1.39) для 1 кмоль вещества, выведенное великим русским ученым Д. И. Менделеевым, часто называется *уравнением Менделеева* или *Клапейрона — Менделеева*.

Значение молярного объема идеальных газов в нормальных физических условиях ($t = 0^\circ\text{C}$ и $p = 101,1 \text{ кПа}$) принимается равным $22,414 \text{ м}^3/\text{кмоль} \approx 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$

$$\bar{\nu} = \frac{\bar{R}T}{p} = \frac{8314 \cdot 273,15}{101,1 \cdot 10^3} = 22,414 \text{ м}^3/\text{кмоль}. \quad (1.40)$$

Уравнение состояния реальных газов обычно записывается на базе уравнения Клапейрона с введением поправки z , учитывающей отклонение реального газа от идеального,

$$p\nu = zRT, \quad (1.41)$$

где z — коэффициент сжимаемости, определяемый по графикам или из соответствующих таблиц, дает возможность оценить степень отклонения данного реального газа от его идеального состояния.

Пример 1.4. Определить удельный объем кислорода как идеального газа при следующих условиях: температура газа $t = 20^\circ\text{C}$, манометрическое (избыточное) давление газа в баллоне $5,1 \text{ МПа}$, абсолютное давление воздуха в помещении $P_0 = 99,08 \text{ кПа}$.

Решение. По уравнению (1.6) абсолютная температура газа

$$T = T_0 + t = 273,15 + 20 = 293,15 \text{ К.}$$

Абсолютное давление газа в баллоне [уравнение 1.4)]

$$P = P_{\text{ман}} + P_0 = 5,1 + 99,08 \cdot 10^{-3} = 5,199 \text{ МПа} \approx 5,2 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Удельная газовая постоянная кислорода R [см. уравнение (1.36)]

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu} = \frac{8314}{32} = 259,81 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Удельный объем кислорода в рассматриваемых условиях (R, T)

$$v = \frac{RT}{P} = \frac{259,81 \cdot 293,15}{5,2 \cdot 10^6} = 0,0146 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Удельный мольный объем кислорода в тех же условиях

$$\bar{v} = \mu v = 32 \cdot 0,0146 = 0,4672 \text{ м}^3/\text{кмоль.}$$

Пример 1.5. Определить количество G метана как идеального газа в резервуаре объемом $V = 50 \text{ м}^3$, фактические условия принять по данным примера 1.4.

Решение. Удельная газовая постоянная метана

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu} = \frac{8314}{16,04} = 518,36 \text{ Дж/(кг·К).}$$

Плотность метана в баллоне

$$\rho = \frac{P}{RT} = \frac{1}{v} = \frac{5,2 \cdot 10^6}{518,36 \cdot 293,15} = 34,22 \text{ кг/м}^3.$$

Количество метана

$$G = \rho V = 34,22 \cdot 50 = 1711 \text{ кг.}$$

Контрольные вопросы

1. Что такое термодинамика и что она изучает?
2. Что называется параметром состояния вещества?
3. Что такое термодинамический процесс?
4. Как определяется термодинамическая и потенциальная (техническая) работа в координатах $P-V$?
5. Что такое критическая температура и критическое давление вещества?
6. Что такое идеальный газ? Каковы законы идеальных газов?
7. Каков физический смысл удельной газовой постоянной вещества?
8. Чем отличается реальный газ от идеального?

Глава 2 СМЕСИ ЖИДКОСТЕЙ, ПАРОВ И ГАЗОВ

§ 1. Чистые вещества и смеси

В термодинамике довольно часто используются понятиями чистого вещества и смеси (или раствора). Под чистым веществом принято понимать вещество, все молекулы которого одинаковы. К таким веществам относятся вода, азот, аммиак, углекислый газ и др.

Смесь (или раствор) состоит уже из нескольких чистых веществ, химически не взаимодействующих между собой. Примерами смесей могут служить воздух, состоящий из азота N_2 , кислорода O_2 и других газов; природный газ, состоящий из метана CH_4 , этана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} и других углеводородов.

К газовым смесям относятся и продукты сгорания топлива. В этом случае в смеси находятся углекислый газ, кислород, пары воды и другие газы.

Чистые вещества, составляющие смесь, принято называть компонентами. Предполагается, что структура компонентов в смеси не изменяется, в частности в процессе смешевобразования молярная масса отдельных компонентов не изменяется.

§ 2. Состав смесей, жидкостей, паров и газов

Одна из важнейших характеристик смеси — ее состав. Состав смеси обычно определяют посредством нахождения массовой или мольной концентрации компонентов, входящих в смесь. Если смесь состоит из массы G_1 кг первого компонента, массы G_2 кг второго компонента, массы G_3 кг третьего компонента и так далее, то *массовой* концентрацией i -го компонента называется отношение массы данного компонента G_i к массе всей смеси многокомпонентной термодинамической системы G

$$m_i = \frac{G_i}{G}; \quad (2.1)$$

$$G = G_1 + G_2 + G_3 + \dots + G_n = \sum_{i=1}^n G_i, \quad (2.2)$$

где i — символ данного компонента, а G_i — количество вещества этого компонента в смеси.

Из уравнений (2.1) и (2.2) следует, что сумма всех массовых концентраций компонентов, составляющих смесь, равна единице

$$\sum_{i=1}^{i=n} m_i = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{G_i}{G} = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^{i=n} G_i = \frac{G}{G} = 1. \quad (2.3)$$

Если смесь состоит из \bar{G}_1 молей первого компонента, \bar{G}_2 молей второго компонента, \bar{G}_3 молей третьего компонента и так далее, то молярной концентрацией называется отношение числа молей данного компонента \bar{G}_i к общему числу молей смеси \bar{G} .

$$r_i = \frac{\bar{G}_i}{\bar{G}}; \quad (2.4)$$

$$\bar{G} = \bar{G}_1 + \bar{G}_2 + \bar{G}_3 + \dots + \bar{G}_n = \sum_{i=1}^n \bar{G}_i, \quad (2.5)$$

где \bar{G}_i — количество молей данного i -го компонента.

Из уравнений (2.4) и (2.5) следует, что сумма всех молярных концентраций компонентов, составляющих смесь, равна единице

$$\sum_{i=1}^n r_i = \sum_{i=1}^n \frac{\bar{G}_i}{\bar{G}} = \frac{1}{\bar{G}} \sum_{i=1}^n \bar{G}_i = \frac{\bar{G}}{\bar{G}} = 1. \quad (2.6)$$

Между массовыми и молярными концентрациями существует связь, позволяющая при необходимости выразить одни концентрации через другие. Действительно, сопоставляя соотношения (2.1) и (2.4), получаем

$$\frac{m_i}{r_i} = \frac{G_i}{\bar{G}} \cdot \frac{\bar{G}}{\bar{G}_i} = \frac{G_i}{\bar{G}_i} \cdot \frac{\bar{G}}{G}. \quad (2.7)$$

Отношение массы данного компонента G_i к количеству молей этого компонента \bar{G}_i характеризует его молярную массу μ_i , а отношение массы всей смеси G к количеству молей смеси \bar{G} характеризует среднюю молярную массу смеси μ_m .

$$\mu_i = G_i / \bar{G}_i; \quad \mu_m = G / \bar{G}. \quad (2.8)$$

С учетом соотношений (2.8) уравнение (2.7) принимает вид

$$m_i / r_i = \mu_i / \mu_m, \quad (2.9)$$

отсюда $\mu_i / r_i = \mu_m m_i$, или

$$\frac{m_i}{\mu_i} = \frac{r_i}{\mu_m}. \quad (2.10)$$

Суммируя соотношения (2.10) по всем компонентам и учитывая равенства (2.3) и (2.6), находим

$$\sum_{i=1}^n \mu_i r_i = \sum_{i=1}^n \mu_m m_i = \mu_m \sum_{i=1}^n m_i = \mu_m; \quad (2.11)$$

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{r_i} = \sum_{i=1}^n \frac{r_i}{\mu_m} = \frac{1}{\mu_m} \sum_{i=1}^n r_i = \frac{1}{\mu_m}. \quad (2.12)$$

Уравнения (2.11) и (2.12) представляют собой расчетные соотношения молярной массы смеси μ_m в зависимости от молярных масс μ_i и концентраций r_i , m_i компонентов

$$\mu_m = \sum_{i=1}^n r_i \mu_i = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i}} = \frac{G}{\bar{G}}. \quad (2.13)$$

Молярную массу смеси μ_m в расчетах часто называют *кажущейся* молярной массой смеси, которая равна отношению массы смеси G к суммарному количеству вещества компонентов \bar{G} в молях.

Расчетные соотношения средней молярной массы смеси (2.13) используются при определении удельной газовой постоянной смеси идеальных газов. Действительно, зная среднюю молярную массу смеси μ_m , можно легко определить газовую постоянную по уравнению (1.35)

$$R_{cm} = \frac{\bar{R}}{\mu_m} = \frac{8314}{\mu_m} = \frac{8314}{\sum_{i=1}^n r_i \mu_i}, \quad \text{Дж/(кг·К)}. \quad (2.14)$$

Расчетные определения концентраций и средней молярной массы действительны для любых компонентов и любой схем их смешения.

Пример 2.1. При сгорании 1 кг природного газа образуются продукты сгорающего состава, кг: $G_{CO_2} = 3,5$, $G_{CO} = 1,06$, $G_{O_2} = 1,4$ и $G_{N_2} = 12,1$. Найти массовые концентрации компонентов газов, составляющих эту смесь, молярную массу смеси и ее удельную газовую постоянную.

Решение 1. Находим массу газовой смеси по уравнению (2.2)

$$G = G_{CO_2} + G_{CO} + G_{O_2} + G_{N_2} = 3,5 + 1,06 + 1,4 + 12,1 = 18,06 \text{ кг.}$$

2. Определим массовые концентрации компонентов по уравнению (2.1)

$$m_{CO_2} = \frac{G_{CO_2}}{G} = \frac{3,5}{18,06} = 0,194;$$

$$m_{CO} = \frac{G_{CO}}{G} = \frac{1,06}{18,06} = 0,059;$$

$$m_{O_2} = \frac{G_{O_2}}{G} = \frac{1,4}{18,06} = 0,078;$$

$$m_{N_2} = \frac{G_{N_2}}{G} = \frac{12,1}{18,06} = 0,669.$$

3. Проверим расчеты по уравнению (2.3)

$$\sum_{i=1}^n m_i = m_{CO_2} + m_{CO} + m_{O_2} + m_{N_2} = 0,194 + 0,059 + 0,078 + 0,669 = 1,000.$$

4. молярная масса составляющих смесь газов определяется по соответствующим справочным таблицам

$$\mu_{CO_2} = 44,01 \text{ кг/кмоль}; \quad \mu_{CO} = 28,01 \text{ кг/моль}; \\ \mu_{O_2} = 32 \text{ кг/кмоль}; \quad \mu_{N_2} = 28,01 \text{ кг/кмоль}.$$

5. В соответствии с уравнением (2.13) молярная масса смеси равна

$$\mu_m = 1 / \sum_{i=1}^n \frac{m_i}{\mu_i} = 1 / \left(\frac{m_{CO_2}}{\mu_{CO_2}} + \frac{m_{CO}}{\mu_{CO}} + \frac{m_{N_2}}{\mu_{N_2}} \right) = \\ = 1 / \left(\frac{0,194}{44,01} + \frac{0,059}{28,01} + \frac{0,078}{32} + \frac{0,669}{28,01} \right) = 30,33 \text{ кг/кмоль}.$$

6. Определим удельную газовую постоянную смеси по уравнению (2.14)

$$R = \frac{\bar{R}}{\mu_m} = \frac{8314}{30,58} = 271,9 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

§ 3. Схемы смешения. Закон Дальтона

Различают две основные схемы смешения: *схему постоянного объема* ($V = \text{const}$) и *схему постоянного давления* ($p = \text{const}$).

Схема постоянного объема представляет собой ряд изолированных резервуаров постоянного объема ($V_1, V_2, V_3, \dots, V_n$), разделенных кранами (рис. 2.1, а). В каждом резервуаре содержится один компонент, состояние которого известно, т. е. известны его давление p_i , температура T_i , масса G_i , молярная масса μ_i и т. д. После открытия кранов в резервуарах выравниваются давление, температура и концентрация компонентов во всем объеме смеси, т. е. система переходит в термодинамическое равновесие. При этом полный объем всех резервуаров остается, естественно, неизменным ($V = V_1 + V_2 + V_3 + \dots + V_n$), поэтому схема и получила наименование *схемы постоянного объема*.

Схема постоянного давления — это схема смешения потоков в трубопроводах (рис. 2.1, б). К коллекторному трубопроводу отдельными потоками подводятся компоненты смеси со своими давлениями p_i , температурой T_i , массой G_i и так далее, причем поступление каждого компонента регулируется заслонкой. Давление компонентов после прохождения заслонки (до смешения компонентов) снижается до уровня давления смеси в общем коллекторе p_m — поэтому схема и получила наименование *схемы постоянного давления*.

В условиях невысокого давления газовая смесь и компоненты этой смеси обычно рассматриваются как идеальные газы, подчиняющиеся уравнению Клапейрона (1.28). Считается, что такая газовая смесь подчиняется закону диффузного равнове-

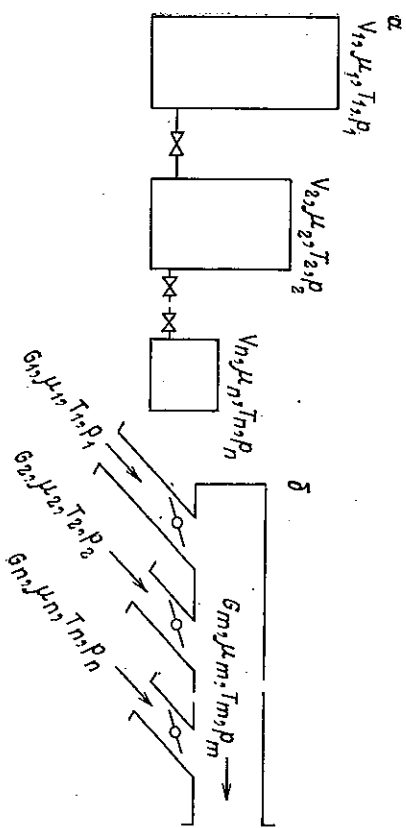


Рис. 2.1. Основные схемы смешения

сия или, как обычно говорят, закону Дальтона, характеризующему установившееся состояние газовой смеси: *каждый компонент газовой смеси распространен во всем объеме смеси V и развивает в этом объеме такое парциальное (т. е. свое) давление p_i , какое он развивал бы в нем при температуре смеси T без участия других компонентов.*

Следовательно, для газовой смеси, подчиняющейся закону Дальтона, справедливо следующие положения.

1. Каждый компонент смеси имеет температуру, равную температуре смеси.

2. Каждый компонент равномерно распространен во всем объеме смеси и, следовательно, объем каждого компонента равен своему объему.

3. Каждый из компонентов смеси и смесь в целом подчиняются уравнению Клапейрона.

Записав уравнения состояния в форме уравнения Клапейрона для компонента и для смеси в целом, получим

$$p_i V = G_i \bar{R} T;$$

$$p_m V = G \bar{R} T.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$p_i / p_m = G_i / G = r_i,$$

откуда

$$p_i = r_i p_m. \quad (2.15)$$

Это значит, что парциальное давление p_i компонента i в равновесной смеси равно произведению мольной концентрации этого компонента i на полное давление смеси p_m .

Сумма парциальных давлений всех компонентов смеси равна полному давлению смеси. Действительно, с учетом уравнения (2.6) из уравнения (2.15) находим

$$\sum_{i=1}^{i=n} p_i = \sum_{i=1}^{i=n} r_i p_m = p_m \sum_{i=1}^{i=n} r_i = p_m. \quad (2.16)$$

Если i -й компонент идеально газовой смеси при температуре смеси находится не под своим парциальным давлением p_i , а под полным давлением смеси p_m , то его объем в этом случае равен величине V_i , а не объему смеси в целом. Этот объем V_i называется *приведенным объемом*, а отношение приведенного объема к объему смеси называется *объемной концентрацией* данного компонента.

Записав уравнение Клапейрона — Менделеева для какого-либо компонента i и для смеси в целом, получим

$$p_m V_i = \bar{G}_i \bar{R} T; \\ p_m V = \bar{G} \bar{R} T.$$

Разделив первое уравнение на второе, получим

$$V_i/V = \bar{G}_i/\bar{G} = r_i. \quad (2.17)$$

Сопоставляя уравнение (2.17) с уравнением (2.4), видим, что объемные концентрации компонентов смеси идеальных газов равны их молярным концентрациям.

Пример 2.2. Определить удельную газовую постоянную смеси, состоящей из азота с приведенным объемом 0,35 м³ и кислорода с приведенным объемом 0,15 м³, а также парциальные давления компонентов смеси, если давление смеси в целом равно 0,1 МПа.

Решение. 1. Общий объем смеси

$$V = V_{N_2} + V_{O_2} = 0,35 + 0,15 = 0,5 \text{ м}^3.$$

2. Объемные или молярные концентрации компонентов

$$r_{N_2} = \frac{V_{N_2}}{V} = \frac{0,35}{0,50} = 0,70;$$

$$r_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V} = \frac{0,15}{0,50} = 0,30.$$

3. Контрольное уравнение

$$r_{N_2} + r_{O_2} = 0,70 + 0,30 = 1,0.$$

4. Молярная масса смеси [см. уравнение (2.13)]

$$\mu_m = \sum_{i=1}^{i=n} r_i \mu_i = r_{N_2} \cdot \mu_{N_2} + r_{O_2} \cdot \mu_{O_2} = 0,70 \cdot 28,01 + 0,30 \cdot 32 = 29,21 \text{ кг/кмоль.}$$

5. Удельная газовая постоянная смеси [см. уравнение (2.14)]

$$R_{см} = \frac{\bar{R}}{\mu_m} = \frac{8314}{29,21} = 284,63 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

6. Парциальные давления компонентов [см. уравнение (2.15)]

$$p_{N_2} = r_{N_2} p_m = 0,70 \cdot 0,1 = 0,07 \text{ МПа}; \\ p_{O_2} = r_{O_2} p_m = 0,30 \cdot 0,1 = 0,03 \text{ МПа}.$$

7. Контрольное уравнение

$$p_m = p_{N_2} + p_{O_2} = 0,070 + 0,03 = 0,1 \text{ МПа}.$$

Контрольные вопросы

1. Как определяются массовая, молярная концентрации вещества?
2. Каким уравнением определяется средняя молярная масса вещества?
3. Что такое закон Дальтона? Как определяется парциальное давление компонента смеси?
4. В чем различие схемы смещения в условиях $V = \text{const}$ от схемы смещения в условиях $p = \text{const}$?

Глава 3 ТЕПЛОЕМКОСТЬ ВЕЩЕСТВА

§ 1. Истинная и средняя теплоемкость

Удельной теплоемкостью тела принято называть количество теплоты, необходимой для нагрева единицы количества вещества на один градус в определенном процессе z . Теплоемкость принято обозначать символом c . Из приведенного определения теплоемкости следует, что

$$c_{zm} = q_z / (t_2 - t_1), \quad (3.1)$$

где t_1 , t_2 — начальная и конечная температуры, а q_z — теплота, подведенная к единице количества вещества в процессе нагрева от температуры t_1 до температуры t_2 .

Величина q_z в уравнении (3.1) зависит не только от интервала температур $t_2 - t_1$, но и от вида процесса подвода теплоты. Поэтому величина q_z в уравнении (3.1) снабжается индексом, характеризующим вид процесса, z . Индекс z обозначает тот параметр, который сохраняется постоянным в данном процессе.

Наиболее часто на практике используют теплоемкости изобарного ($z = p = \text{const}$) и изохорного ($z = v = \text{const}$) процессов. Эти теплоемкости называются *изобарной* и *изохорной* и обозначают соответственно c_p и c_v .

Теплоемкость — величина переменная, зависящая от температуры и давления, а для идеальных газов только от температуры, причем в ряде случаев эта зависимость может быть значительной. Поэтому теплоемкость, определяемую уравнением (3.1), называют *средней теплоемкостью* и обозначают c_{pm} , c_{vm}

Массовая теплоемкость некоторых газов при постоянном (атмосферном) давлении в кДж/(кг·°C)

$t, ^\circ\text{C}$	Кислород O_2	Азот N_2	Водород H_2	Оксид углерода CO	Углекислый газ CO_2	Вода H_2O	Метан CH_4	Воздух
0	0,917	1,017	14,21	1,042	0,8205	1,855	2,190	1,005
100	0,925	1,042	14,35	1,042	0,8208	1,867	2,471	1,005
200	0,938	1,047	14,43	1,047	0,9127	1,888	2,800	1,013
300	0,950	1,051	14,46	1,051	0,9503	1,913	3,206	1,017
400	0,967	1,059	14,49	1,059	0,9838	1,938	3,650	1,030
500	0,980	1,063	14,52	1,076	1,013	1,968	4,104	1,038
600	0,992	1,076	14,56	1,088	1,042	2,001	4,545	1,051
700	1,005	1,089	14,60	1,101	1,066	2,030	4,991	1,063
800	1,017	1,101	14,66	1,109	1,088	2,064	—	1,072
900	1,026	1,109	14,72	1,122	1,109	2,097	—	1,084
1000	1,034	1,118	14,79	1,130	1,126	2,131	—	1,093
1100	1,042	1,130	14,87	1,143	1,143	2,164	—	1,101
1200	1,051	1,139	14,95	1,151	1,160	2,194	—	1,109
1300	1,059	1,147	15,04	1,160	1,172	2,227	—	1,118
1400	1,063	1,155	15,13	1,168	1,185	2,257	—	1,126
1500	1,072	1,164	15,22	1,176	1,197	2,286	—	1,130

основание ($t_2 - t_1$) согласно уравнению (3.1), она определит количество теплоты, подведенной (или отведенной) в этом процессе на единицу количества вещества

$$q_z = c_{zm} (t_2 - t_1). \quad (3.2)$$

Средняя теплоемкость тела в интервале температур $t_2 - t_1$ определяется по среднеарифметической температуре процесса $t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2)/2$, т. е. для того, чтобы найти среднюю теплоемкость c_{zm} , необходимо знать среднюю температуру процесса $t_{\text{ср}}$ и с этой целью по графику (рис. 3.1, б) определить истинную теплоемкость c_{zm} .

Найденная теплоемкость c_{zm} будет средней для интервала температур $t_2 - t_1$ и истинной для средней температуры процесса $t_{\text{ср}} = (t_1 + t_2)/2$. Таким же образом определяются все теплоемкости (мольная, объемная, массовая).

Аналогичным образом определяются теплоемкости и по специальным таблицам (табл. 3.1).

Пример 3.1. Определить количество теплоты, необходимой для нагрева воздуха массой 1 кг при постоянном давлении с температурой $t_1 = 200^\circ\text{C}$ до температуры $t_2 = 600^\circ\text{C}$.

Решение. Количество теплоты, необходимой для нагрева воздуха, найдем по уравнению (3.2)

$$q_{1,2} = c_{zm} (t_2 - t_1).$$

В отличие от так называемой *истинной теплоемкости*, определяемой для заданной температуры и обозначаемой c_p, c_v . В тепловых расчетах обычно пользуются средними теплоемкостями: массовой, мольной и объемной.

Массовой теплоемкостью называется количество теплоты, необходимой для нагрева единицы массы вещества (обычно 1 кг) на 1°C в данном процессе.

Мольной теплоемкостью называется количество теплоты, необходимой для нагрева одного киломоля на один градус в данном процессе z ; обозначается символом \bar{c}_{zm} ($\bar{c}_{zm} = \mu c_{zm}$).

Объемной теплоемкостью называется количество теплоты, необходимой для нагрева единицы объема вещества (обычно 1 м^3) на 1°C в данном процессе z ; обозначается символом c'_m .

Наиболее часто в расчетах используют массовую теплоемкость, которую в дальнейшем будем называть просто теплоемкостью.

§ 2. Определение истинных и средних теплоемкостей

Истинные и средние теплоемкости находят двумя способами: графическим по диаграммам $c_z - t$ и табличным, с использованием специальных таблиц. В диаграмме $c_z - t$ по оси абсцисс откладываются значения температуры, а по оси ординат — теплоемкость тела (рис. 3.1). Ординаты 1—3 и 2—4 в масштабе определяют значения истинных теплоемкостей соответственно при температурах t_1 и t_2 . Если площадь четырехугольника 1342 заменить площадью равновеликого прямоугольника 1562, то ордината 1—5 будет в масштабе определять среднюю теплоемкость процесса c_{zm} в интервале температур $t_2 - t_1$. Площадь этого прямоугольника находят, произведя ординаты c_{zm} на

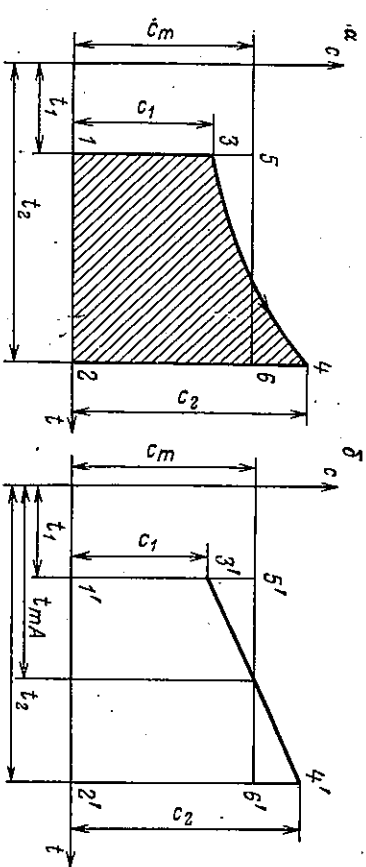


Рис. 3.1. Графическое определение истинных и средних теплоемкостей

Значение теплоемкости определяем по табл. 3.1 при средней температуре процесса. Средняя температура процесса

$$t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{200 + 600}{2} = 400^\circ \text{C},$$

а теплоемкость при этой температуре $1,03 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$. Следовательно, количество теплоты, необходимой для нагрева воздуха, $q_{1,2} = c_{pm}(t_2 - t_1) = 1,03 \cdot (600 - 200) = 412 \text{ кДж/кг}$.

Если количество воздуха будет не 1 кг, а $G \text{ кг}$, то количество теплоты для его нагрева в данном интервале температур составит

$$Q_{1,2} = G q_{1,2} = 412 G \text{ кДж}.$$

§ 3. Теплоемкости смесей

Если состав газовой смеси задан массовыми концентрациями отдельных компонентов m_1, m_2, \dots, m_n и их теплоемкости соответственно $c_{pm1}, c_{pm2}, \dots, c_{pmn}$, то массовая теплоемкость смеси определяется уравнением

$$c_{pm} = m_1 c_{pm1} + m_2 c_{pm2} + \dots + m_n c_{pmn} = \sum_{i=1}^n m_i c_{pmi} \quad (3.3)$$

т. е. удельная массовая теплоемкость смеси равна сумме произведений массовых концентраций компонентов смеси и их удельных теплоемкостей в соответствующем процессе $z = v$ (для схем $v = \text{const}$) или при постоянном давлении $z = p$ (для схем $p = \text{const}$).

Если же состав смеси задан молярными концентрациями компонентов $\bar{r}_1, \bar{r}_2, \dots, \bar{r}_n$ и их теплоемкости соответственно $\bar{c}_{pm1}, \bar{c}_{pm2}, \dots, \bar{c}_{pmn}$, то средняя молярная теплоемкость смеси равна сумме произведений молярных концентраций компонентов смеси на их молярные теплоемкости в соответствующих процессах $z = v$ или $z = p$:

$$\bar{c}_{pm} = \bar{r}_1 \bar{c}_{pm1} + \bar{r}_2 \bar{c}_{pm2} + \dots + \bar{r}_n \bar{c}_{pmn} = \sum_{i=1}^n \bar{r}_i \bar{c}_{pmi} \quad (3.4)$$

Если газовая смесь задана объемными концентрациями, то объемную теплоемкость смеси при нормальных физических условиях можно найти по уравнению, аналогичному уравнению (3.4), с той лишь разницей, что уравнение (3.4), отнесенное к объему одного килограмма, надо разделить на этот объем, одинаковый в нормальных условиях для всех газов $\bar{v} = \bar{\mu} v = 22,4 \text{ м}^3/\text{кмоль}$.

Пример 3.2. Продукты сгорания газотурбинной установки, состоящие из 10% кислорода, 15% углекислого газа и 75% азота используются для подогрева воды. При этом температура продуктов сгорания снижается с 450 до 250 $^\circ\text{C}$.

Определить количество теплоты, отданное воде 1 м^3 продуктов сгорания в условиях постоянного давления.

Решение. Количество теплоты, отдаваемое 1 м^3 продуктами сгорания топлива, можно определить по уравнению (3.2)

$$q_{1,2} = c'_{pm}(t_2 - t_1),$$

здесь c'_{pm} — средняя объемная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении в интервале температур $t_2 - t_1$ кДж/($\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C}$). Принимая зависимость теплоемкости от температуры как линейную, найдем средние массовые теплоемкости для компонентов продуктов сгорания по табл. 3.1. При среднеарифметической температуре процесса

$$t_m = (t_1 + t_2)/2 = \frac{450 + 250}{2} = 350^\circ \text{C}.$$

Эти теплоемкости (в кДж/(кг $^\circ\text{C}$)) равны:

для кислорода $c_{pm} = 0,9587$;

для углекислого газа $c_{pm} = 0,9670$;

для азота $c_{pm} = 1,055$.

Соответственно молярные теплоемкости этих компонентов (в кДж/кмоль $^\circ\text{C}$) равны:

для кислорода $\bar{c}_{pm} = \bar{\mu} c_{pm} = 32 \cdot 0,9587 = 30,68$;

для углекислого газа $\bar{c}_{pm} = \bar{\mu} c_{pm} = 44 \cdot 0,9670 = 42,55$;

для азота $\bar{c}_{pm} = \bar{\mu} c_{pm} = 28 \cdot 1,055 = 29,54$.

Средняя молярная теплоемкость при заданном объеме, а следовательно, и молярном составе продуктов сгорания по уравнению (3.4)

$$\bar{c}_{pm} = \bar{r}_{\text{O}_2} \bar{c}_{pm\text{O}_2} + \bar{r}_{\text{CO}_2} \bar{c}_{pm\text{CO}_2} + \bar{r}_{\text{N}_2} \bar{c}_{pm\text{N}_2} = \\ = 0,10 \cdot 30,68 + 0,15 \cdot 42,55 + 0,75 \cdot 29,54 = 31,61 \text{ кДж/(кмоль} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Средняя объемная теплоемкость смеси равна для данных условий $\bar{v} = 51,8 \text{ м}^3/\text{кмоль}$.

$$c'_{pm} = \frac{\bar{c}_{pm}}{\bar{v}} = \frac{31,61}{51,8} = 0,61 \text{ кДж/(м}^3 \cdot ^\circ\text{C)}.$$

Количество теплоты, отданной воде 1 м^3 продуктов сгорания, равно

$$q_{1,2} = c'_{pm}(t_2 - t_1) = 0,61 (450 - 250) = 122 \text{ кДж/м}^3.$$

Если расчеты вести не для 1 м^3 продуктов сгорания, а для $V \text{ м}^3$, то количество теплоты, отдаваемой воде, будет в V раз больше

$$Q_{1,2} = q_{1,2} V = 122 V \text{ кДж}.$$

Контрольные вопросы

1. Что такое массовая, молярная и объемная теплоемкости веществ? Как они определяются?
2. От какого параметра зависит теплоемкость идеальных газов?
3. Каково различие между истинной и средней теплоемкостью тела?
4. Как определяются массовая и молярная теплоемкости смеси?

§ 1. Принцип эквивалентности

Принцип эквивалентности характеризует взаимные превращения теплоты и работы, являющихся основными формами передачи энергии между телами. Принцип эквивалентности утверждает, что превращение теплоты в работу и работы в теплоту осуществляется в строго постоянном соотношении, которое характеризуется тепловым эквивалентом.

Установление принципа эквивалентности — наиболее трудный этап в формировании первого начала термодинамики. Первые тепловой эквивалент был определен английским физиком Д. Джоулем в 1843—1850 гг. по тепловыделению при трении и немецким ученым Р. Мейером в 1842 г. по разности теплостойкостей газа при постоянном давлении и постоянном объеме.

В результате серии тщательно поставленных опытов Д. Джоуль установил, что между затраченной работой $L_{1,2}$ и количеством полученной теплоты $Q_{1,2}$ существует прямая зависимость

$$Q_{1,2} = A L_{1,2}, \quad (4.1)$$

где A — коэффициент пропорциональности.

Д. Джоуль установил, что коэффициент A сохраняет постоянное значение независимо от того, как получена теплота, каков вид работ, какова температура тела и т. п. К такому же выводу в середине прошлого столетия пришли Р. Майер (1842 г.) и Ленц (1844 г.). Таким образом, было установлено, что при затрате одного и того же количества работы всегда выделяется одно и то же количество теплоты. Коэффициент A получил наименование теплового эквивалента работы.

В настоящее время тепловой эквивалент работы в системе СИ принимается равным

$$A = 1 \text{ Дж} / (\text{Н} \cdot \text{м}). \quad (4.2)$$

В дальнейшем в целях упрощения обозначений в термодинамических уравнениях коэффициент A не будем записывать, имея в виду, что теплота и работа измеряются в одинаковых единицах.

§ 2. Формы передачи энергии

Все возможные виды энергетического взаимодействия между телами в конечном итоге сводятся к передаче теплоты и работы. Теплообмен и передача работы — единственные виды передачи энергии. Поэтому не имеет смысла говорить, что тело

обладает каким-то запасом теплоты или работы. Можно лишь говорить, что к телу подведено (или от тела отнято) определенное количество теплоты или работы. Теплота и работа — принципиально различные формы передачи энергии. В условиях обратимого течения явлений все виды работы допускают возможность полных взаимных превращений. Работа может быть полностью переведена в теплоту, например путем трения или электронагрева. Теплота же никогда полностью в работу не может быть переведена.

Теплота представляет собой такую форму передачу энергии, которая передается непосредственным контактом между телами с различной температурой, или лучистым теплообменом между телами. Обычно считают, что повышение температуры тела связано с подводом теплоты. В основном так и бывает в действительности. Однако в общем случае изменение температуры тела определяется соотношением этих двух форм передачи энергии, подводимых или отводимых от тела, т. е. можно так организовать процесс, что, несмотря на подвод к телу теплоты, его температура будет понижаться. Все зависит от соотношения существующих форм энергетического взаимодействия между телами — теплоты и работы.

§ 3. Первое начало термодинамики как математическое выражение закона сохранения энергии

Исходное уравнение первого начала термодинамики формулируется как математическое выражение закона сохранения энергии, являющегося фундаментальным законом природы и имеющего всеобщий характер. Этот закон утверждает, что энергия не исчезает и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой в различных процессах. Это значит, что *изменение внутренней энергии тела равно алгебраической сумме подведенных количества теплоты и работы*, или можно сказать, что *теплота, полученная телом извне $Q_{1,2}^*$, идет полностью на изменение внутренней энергии тела ΔU и совершение внешней полезной работы $L_{1,2}^*$* (рис. 4.1).

$$\Delta U = Q_{1,2}^* - L_{1,2}^* \quad (4.3)$$

или

$$Q_{1,2}^* = \Delta U + L_{1,2}^*,$$

где $Q_{1,2}^*$ — теплота, подводимая к телу извне при нагревании от состояния 1 до состояния 2; $\Delta U = U_2 - U_1$ — изменение внутренней энергии тела в том же процессе; $L_{1,2}^*$ — внешняя (эффективная) работа, подводимая к телу в процессе 1—2.

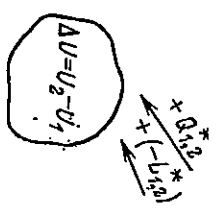


Рис. 4.1. Внешний баланс термодинамической системы (тела)

В термодинамике принято, что теплоты, подводимая к телу, считается положительной, а отводимая от тела — отрицательной. Соответственно работу, производимую телом или системой тел, считают положительной, а работу, которую подводит к телу или которая совершается над телом, считают отрицательной. Этим и объясняется знак «минус» в работе на рис. 4.1, где показано, что в данном случае работа подводится к телу извне. Выбор системы знаков совершенно произволен и обусловлен только договоренностью.

Уравнение первого начала термодинамики в приведенной форме (4.3) называется уравнением первого начала термодинамики по *внешнему балансу теплоты и работы*. Действительно, приведенное уравнение отражает только взаимодействия тела с окружающей средой. Оно не учитывает и не отражает те необратимые потери, которые имеют место в реальных условиях энергетического взаимодействия тела с окружающей средой. Оно отражает только обратимое течение процессов при взаимодействии тела с окружающей средой.

Уравнение первого начала в дифференциальной форме по внешнему балансу теплоты и работы записывается в виде

$$\delta Q^* = dU + \delta L^* \quad (4.4)$$

где δQ^* — количество подведенной к элементу теплоты в элементарном процессе; δL^* — внешняя (эффективная) работа, выполненная телом в элементарном процессе; dU — изменение внутренней энергии тела в элементарном процессе. Работа зависит от пути, по которому идет процесс расширения или процесса сжатия, т. е. работа является функцией процесса. Количество подведенной к телу теплоты также зависит от пути процесса и является эффектом процесса. Чтобы подчеркнуть эту особенность теплоты или работы в процессе, их элементарное количество обозначается общим символом бесконечно малой величины δ в отличие от обозначения символом дифференциала d внутренней энергии при ее изменении в том же элементарном процессе. Действительно, изменение внутренней энергии в любом процессе не зависит от вида процесса и определяется только разностью внутренних энергий в начальной и конечной точках процесса. Это следует непосредственно из закона сохранения энергии. Поэтому изменение внутренней энергии в элементарном процессе и обозначается символом дифференциала d .

Если принять, что масса вещества G в системе сохраняется постоянной, то разделив члены уравнения (4.3) и (4.4) на G , получим уравнение первого начала термодинамики по внешнему балансу теплоты и работы для единицы количества вещества

$$\frac{Q^*_{1,2}}{G} = q^*_{1,2} = \Delta u + l^*_{1,2} \quad (4.5)$$

или в дифференциальной форме

$$\frac{\delta Q^*}{G} = \delta q^* = du + \delta l^*; \quad \delta l = \frac{\delta L}{G} = \frac{pdV}{G} = p dv,$$

где $q^*_{1,2}$, δq^* — количество подведенной к элементу теплоты в конечном $q^*_{1,2}$ или элементарном δq^* процессах на единицу количества вещества (например, 1 кг); $l^*_{1,2}$, δl^* — внешняя (эффективная) работа, выполненная телом в конечном $l^*_{1,2}$ или элементарном δl^* процессе при изменении объема единицы количества вещества (например, 1 кг); Δu , du — изменение внутренней энергии единицы количества вещества в конечном $\Delta u = u_2 - u_1$ или элементарном процессе du .

§ 4. Первое начало термодинамики для реальных процессов

История развития человечества показывает, что все естественные самопроизвольные процессы в природе необратимы. Обратимых процессов в природе нет, т. е. если тело переходит из точки 1 в точку 2, то его уже нельзя по тому же пути в обратном направлении без затраты энергии перевести из точки 2 в точку 1. Необратим процесс образования, например растений или какой-либо смеси. После образования смеси ее компоненты само собой уже не отделяются друг от друга. Причиной, вызывающей необратимость любых механических процессов, как известно, является трение. Поэтому эффективная (полезная) внешняя работа $l^*_{1,2}$ всегда меньше обратной термодинамической работы $l_{1,2}$ на величину необратимых потерь работы $l_{1,2}^{**}$

$$l^*_{1,2} = l_{1,2} - l_{1,2}^{**} \quad (4.6)$$

Потерянная в необратимых процессах работа $l_{1,2}^{**}$ превращается в теплоту *внутреннего теплообмена* тела $q_{1,2}^{**}$, которая возвращается телу, т. е. идет на нагрев этого тела

$$l_{1,2}^{**} = q_{1,2}^{**} \quad (4.7)$$

Таким образом, в реальных процессах тело получает как бы два вида теплоты — теплоту, подведенную извне $q_{1,2}^*$, и теплоту внутреннего теплообмена $q_{1,2}^{**}$, возникшую в необратимых (реальных) процессах, в частности вследствие трения

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} \quad (4.8)$$

Величину $q_{1,2}$ называют приведенным теплообменом тела или системы тел. Заменяя выражение внешней работы в урав-

нении первого начала термодинамики по внешнему балансу (4.5) уравнением (4.6), получим

$$q_{1,2}^* = \Delta u + l_{1,2}^* = \Delta u + l_{1,2} - l_{1,2}^{**}$$

или

$$q_{1,2}^* + l_{1,2}^{**} = \Delta u + l_{1,2}$$

С учетом уравнений (4.7) и (4.8) окончательно находим

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = \Delta u + l_{1,2} \quad (4.9)$$

или в дифференциальной форме

$$\delta q = \delta q^* + \delta q^{**} = du + \delta l. \quad (4.10)$$

Уравнения (4.9) и (4.10) называются уравнениями первого начала термодинамики по балансу рабочего тела и справедливы для всех реальных процессов.

Для обратимых процессов, когда $q_{1,2}^{**} = 0$, уравнения (4.9) и (4.10) переходят в уравнения первого начала термодинамики по внешнему балансу теплоты и работы (4.3) — (4.5).

§ 5. Первое начало термодинамики для замкнутого пространства и потока

Термодинамическая работа для всех простых тел определяется как работа изменения объема [см. уравнение (1.10)]

$$l_{1,2} = p_m (v_2 - v_1)$$

или в дифференциальной форме

$$\delta l = p_m dv.$$

Соответственно первое начало термодинамики по балансу рабочего тела для замкнутого пространства и единицы количества вещества записывается в виде

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = u_2 - u_1 + l_{1,2} \quad (4.11)$$

или в дифференциальной форме

$$\delta q = \delta q^* + \delta q^{**} = du + \delta l = du + p_m dv. \quad (4.12)$$

Количество подведенной или отнятой теплоты $q_{1,2}$ в уравнении (4.11) может быть найдено как произведение теплотемкости вещества и изменения температуры тела в рассматриваемом процессе [см. уравнение (3.2)]

$$q_{1,2} = (q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**})_z = c_{zm} (t_2 - t_1), \quad (4.13)$$

где c_{zm} — средняя теплотемкость в рассматриваемом температурном интервале $t_2 - t_1$ в процессе $z = \text{const}$ (например, $v =$

$= \text{const}$ или $p = \text{const}$). В частности, если принять процесс $v = \text{const}$, то уравнение (4.11) принимает вид

$$q_v = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = c_{vm} (t_2 - t_1) = \Delta u = u_2 - u_1.$$

Это значит, что теплота, подводимая в изохорном процессе, расходуется только на изменение внутренней энергии системы

$$q_v = u_2 - u_1. \quad (4.14)$$

До сих пор все рассмотренные уравнения первого начала термодинамики относились к телам, которые не перемещались в пространстве. Однако первое начало термодинамики носит общий характер и этот закон применим и для изучения потоков газа.

При изучении процессов перемещения тел (например, жидкостей и газов) из области одного давления в область другого используются понятия потенциальной работы [см. уравнение (1.15)] и энthalпии.

Энтальпия определяется как сумма внутренней энергии системы U и произведения давления системы p на объем V

$$H = U + pV \quad (4.15)$$

или удельная массовая энthalпия (отнесенная к единице массы вещества)

$$h = H/G = u + pv. \quad (4.16)$$

Энтальпия играет важную роль в самых разнообразных термодинамических расчетах и измеряется в тех же единицах, что и теплота, работа и внутренняя энергия.

По уравнениям (4.15) и (4.16) энthalпия определяется как сумма величин, являющихся функциями состояния u , p , v . Следовательно, она и сама является функцией состояния и подобно внутренней энергии ее изменение не зависит от пути процесса, а определяется только начальным и конечным значениями этой функции

$$\Delta h = h_2 - h_1. \quad (4.17)$$

Переход от уравнения первого начала термодинамики для замкнутого пространства [см. уравнения (4.11) и (4.12)] к уравнению первого начала для потока может быть осуществлен на основе сопоставления, например уравнений (4.11) и (1.15). Из уравнения (1.15) следует, что термодинамическая работа изменения объема, входящая в уравнение (4.11), равна

$$l_{1,2} = \int_1^2 p dv = p_2 v_2 - p_1 v_1 + w_{1,2}. \quad (4.18)$$

Подставляя уравнение (4.18) в уравнение (4.11), находим

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + h_{1,2} = u_2 - u_1 + p_2 v_2 - p_1 v_1 + w_{1,2} = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1) + w_{1,2}.$$

С учетом того, что $h = u + pv$, получим

$$q_{1,2} = h_2 - h_1 + w_{1,2} = h_2 - h_1 + w_m(p_1 - p_2). \quad (4.19)$$

Рассмотрим поток рабочего тела по каналу произвольной формы между сечениями 1 и 2 (рис. 4.2). В соответствии с известным принципом неразрывности потока массовый расход в стационарных условиях по каналу одинаков для любого сечения $G = \text{const}$.

Если в сечениях 1 и 2 рассматриваемого канала разные давления p_1 и p_2 , скорости потока c_1 и c_2 , сечения 1 и 2 находятся на разной высоте отсчета (соответственно z_1 и z_2), то потенциальная работа, возникнув вследствие разности давлений в сечениях 1 и 2, идет на изменение кинетической энергии потока ($c_2^2/2 - c_1^2/2$), на подъем газа (жидкости) из первого сечения во второе $g(z_2 - z_1)$, на совершение внешней работы $w_{1,2}^*$, а также на преодоление сил трения в жидкости и на стенках канала $w_{1,2}^{**}$.

$$w_{1,2} = - \int_1^2 v dr = - \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + w_{1,2}^* + w_{1,2}^{**} \quad (4.20)$$

где g — ускорение свободного падения.

Подставляя уравнение (4.20) в уравнение (4.19), окончательно получим

$$q_{1,2} = h_2 - h_1 + \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) + w_{1,2}^* + w_{1,2}^{**}. \quad (4.21)$$

Уравнение (4.21) представляет собой запись первого начала термодинамики для потока в самом общем виде.

Уравнение (4.21) используется для описания движения газа по магистральным газопроводам.

В условиях, когда внешняя полезная работа $w_{1,2}^*$ в потоке не совершается ($w_{1,2}^* = 0$) и силами трения можно пренебречь ($w_{1,2}^{**} = 0$), потенциальная работа идет только на изменение кинетической энергии движения и изменение высоты центра тяжести потока [см.

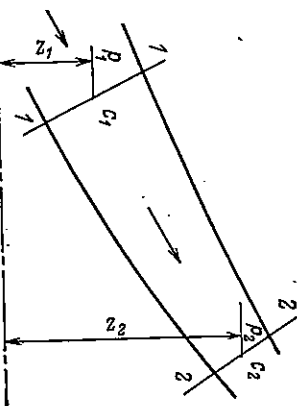


Рис. 4.2. К выводу первого начала термодинамики для потока

уравнение (4.20)]

$$w_{1,2} = - \int_1^2 v dr = - \frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} + g(z_2 - z_1). \quad (4.22)$$

В условиях, когда в сечениях 1 и 2 канала давление постоянно ($p_1 = p_2 = \text{const}$), никакого движения потока не будет, а теплоота, подводимая к системе, будет расходоваться только на изменение энтальпии системы

$$q_{1,2}^{(0)} = h_2 - h_1. \quad (4.23)$$

§ 6. Аналитическое выражение первого начала термодинамики для идеальных газов. Закон Майера

Аналитическим уравнением принято называть такое уравнение, в котором входящие в него переменные величины допускают возможность их непосредственного измерения с помощью различного вида приборов.

Идеальные газы подчиняются уравнению Клапейрона $pv = RT$. Для идеальных газов справедлив закон Джоуля, который утверждает, что внутренняя энергия зависит только от температуры или, как принято говорить, является функцией только температуры t

$$u = f(t). \quad (4.24)$$

Энтальпия по уравнению (4.16)

$$h = u + pv.$$

Используя уравнение Клапейрона с учетом уравнения (4.24), находим

$$h = u + pv = f(t) + RT. \quad (4.25)$$

Оба слагаемых правой части уравнения (4.25) зависят только от температуры. Следовательно, можно утверждать, что энтальпия и внутренняя энергия для идеальных газов зависят тоже только от температуры

$$h = f_1(t). \quad (4.26)$$

Для идеальных газов выражения теплоемкостей при постоянном объеме c_v и при постоянном давлении c_p получаются на основе сопоставления общего уравнения теплоемкости (3.1), уравнений первого начала термодинамики (4.11), (4.19) и закона Джоуля с уравнениями (4.24), (4.26).

Так, для изохорного процесса ($v = \text{const}$) из уравнений (3.1) и (4.11) с учетом уравнения (4.24) получаем

$$c_{vm} = \frac{q_v}{t_2 - t_1} = \frac{u_2 - u_1}{t_2 - t_1} = \frac{\Delta u(t)}{t_2 - t_1} = f(t). \quad (4.27)$$

Для изобарного процесса ($p = \text{const}$) из уравнений (3.1) и (4.19) с учетом уравнения (4.26) получаем

$$c_{pm} = \frac{p_r}{t_2 - t_1} = \frac{h_2 - h_1}{t_2 - t_1} = f_1(t). \quad (4.28)$$

Уравнения (4.27) и (4.28) показывают, что теплоемкости c_v и c_p для идеальных газов зависят только от температуры.

Из уравнений (4.27) и (4.28) следует выражения для определения изменения внутренней энергии Δu и энтальпии Δh идеальных газов

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_{vm}(t_2 - t_1); \quad (4.29)$$

$$\Delta h = h_2 - h_1 = c_{pm}(t_2 - t_1). \quad (4.30)$$

С учетом уравнений (4.29) и (4.30) уравнения первого начала термодинамики (4.11) и (4.19) для идеальных газов принимают окончательный вид, по балансу рабочего тела

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = c_{vm}(t_2 - t_1) + l_{1,2} = c_{pm}(t_2 - t_1) + w_{1,2} \quad (4.31)$$

или в дифференциальной форме

$$\delta q = \delta q^* + \delta q^{**} = c_v dT + p dv = c_p dT - v dp. \quad (4.32)$$

По внешнему балансу теплоты и работы

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* = c_{vm}(t_2 - t_1) + l_{1,2}^* = c_{pm}(t_2 - t_1) + w_{1,2}^* \quad (4.33)$$

или в дифференциальной форме

$$\delta q = \delta q^* = c_v dT + \delta l^* = c_p dT + \delta w^*. \quad (4.34)$$

Из сопоставления уравнений (4.29) и (4.30) с учетом уравнения (4.16) может быть получено важное выражение для разности истинных теплоемкостей идеальных газов

$$\begin{aligned} c_{pm} - c_{vm} &= \frac{(h_2 - h_1) - (u_2 - u_1)}{t_2 - t_1} = \\ &= \frac{(u_2 + p_2 v_2 - u_1 - p_1 v_1) - (u_2 - u_1)}{t_2 - t_1} = \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{t_2 - t_1}. \end{aligned}$$

Используя уравнение Клапейрона $p_v = RT$, получаем

$$\begin{aligned} c_{pm} - c_{vm} &= \frac{p_2 v_2 - p_1 v_1}{t_2 - t_1} = \frac{R(T_2 - T_1)}{t_2 - t_1} = R; \\ (T &= t + 273,15; \Delta T = \Delta t). \end{aligned} \quad (4.35)$$

Уравнение (4.35), полученное Р. Майером впервые в 1842 г., характеризует закон Майера. Оно показывает, что теплоемкость c_p всегда численно больше теплоемкости c_v , что разность этих теплоемкостей равна удельной газовой постоянной R [в Дж/(кмоль·К)]. [см. уравнение (1.31)]. Разность молярных теплоемкостей идеальных газов с учетом уравнения (1.35)

равна универсальной газовой постоянной

$$\bar{c}_{pm} - \bar{c}_{vm} = R (\bar{c}_{pm} - \bar{c}_{vm}) = \bar{\mu} R = \bar{R} = 8314. \quad (4.36)$$

Уравнение (4.36) позволяет при проведении инженерных расчетов и лабораторных работ определить значение только одной теплоемкости, другая при необходимости может быть найдена из уравнения (4.36).

Пример 4.1. В газотурбинной установке за сутки ее работы на компрессорной станции сожжено $37 \cdot 10^3$ м³ природного газа, имеющего теплоту сгорания $Q_{gr} = 46000$ кДж/кг. Определить среднюю мощность газотурбинной установки, если к. п. д. ее составляет $\eta_e = 23\%$. Плотность природного газа в данном случае равна $\rho = 0,78$ кг/м³.

Решение. 1. Массовый расход топливного газа за сутки по газотурбинной установке равен

$$G = \rho V = 0,78 \cdot 37 \cdot 10^3 = 28860 \text{ кг.}$$

2. Количество теплоты, превращенной газотурбинной установкой в работу за сутки.

$$Q = G Q_{gr} \eta_e = 28860 \cdot 46000 \cdot 0,23 = 3053 \cdot 10^5 \text{ кДж.}$$

3. Эквивалентная этому количеству теплоты работа составляет

$$L = \frac{Q}{3600} = \frac{3053 \cdot 10^5}{3600} = 84,8 \cdot 10^3 \text{ кВт} \cdot \text{ч.}$$

4. Средняя мощность газотурбинной установки за сутки составит

$$N = \frac{L}{24} = \frac{84,8 \cdot 10^3}{24} = 3533 \text{ кВт.}$$

Пример 4.2. При испытании поршневого двигателя для определения его мощности двигатель загормаживают. При этом работа, совершаемая двигателями, расходуется на преодоление сил трения и превращается в теплоту; одна часть которой (20%) рассеивается в окружающей среде, а другая отдается охлаждающей тормоз водой. Сколько воды необходимо подвести к тормозу за 1 ч, если крутящий момент двигателя равен $M_{kr} = 2000$ Н·м, частота вращения двигателя $n = 1600$ об/мин, а допустимое повышение температуры воды $\Delta t = t_2 - t_1 = 35$ °С. Теплоемкость воды $c = 4,19$ кДж/(кг·°С).

Решение. Мощность двигателя при торможении целиком переходит в теплоту трения, выделяемую в единицу времени, а 80% этой теплоты поглощается водой. Следовательно, уравнение теплового баланса можно записать в виде ($1 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1 \text{ Дж}$)

$$0,8 N = G c (t_2 - t_1),$$

где N — мощность двигателя

$$N = \frac{2\pi n M_{kr}}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1600 \cdot 2000}{60} = 334933 \text{ Вт} \approx 335 \text{ кВт;}$$

G — массовый расход воды, кг/с. Таким образом, находим

$$G = \frac{0,8 N}{c (t_2 - t_1)} = \frac{0,8 \cdot 335}{4,19 \cdot 35} = 1,83 \text{ кг/с} = 6488 \text{ кг/ч.}$$

Количество теплоты, рассеиваемой в окружающую среду, составит

$$Q_{1,2}^* = N - 0,8 N = 0,2 N = 0,2 \cdot 335 = 67 \text{ кВт} = 67 \text{ кДж/с.}$$

Контрольные вопросы

1. Что такое принцип эквивалентности в термодинамике?
2. Каково принципиальное отличие между понятиями телоты и работы в условиях их взаимодействия?
3. В чем отличие между уравнениями первого начала термодинамики по внешнему балансу и балансу рабочего тела?
4. Что такое энталия? Как она определяется?
5. В чем отличие уравнения первого начала термодинамики для потока от уравнения первого начала для замкнутого пространства?
6. Как формулируется закон Майера? Каково его практическое значение?

Глава 5

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ

§ 1. Классификация процессов изменения состояния

В разделе «Основные определения термодинамики» указывалось, что термодинамическим процессом принято называть любое изменение системы. При этом уравнение процесса может определяться условием о постоянном значении в процессе какой-либо функции состояния (например, $u = \text{const}$, $h = \text{const}$, $p = \text{const}$, $t = \text{const}$ и т. п.) или условием о равенстве нулю какого-либо эффекта в процессе (например, равенство нулю теплообмена $\delta q = 0$; работы $\delta l = 0$ и т. п.). Отсюда следует, что с помощью уравнений термодинамики можно изучать самые разнообразные процессы. На практике обычно выделяют четыре основных процесса: *изохорный*, *изобарный*, *изотермический*, *адиабатный*. Кроме этого в термодинамике часто пользуются обобщенным понятием *политропного* процесса.

Политропа происходит от греческих слов «поли» — много и «тропос» — путь. Политропный процесс — это в принципе любой процесс, где одновременно могут изменяться все параметры рабочего тела (давление, объем, температура), осуществляясь подвод или отвод телоты и т. п. Политропный процесс объединяет все указанные процессы, которые, как будет показано далее, являются его частными случаями.

Рассмотрим основные термодинамические процессы и установив соотношения, связывающие между собой параметры состояния вещества.

§ 2. Простейшие процессы изменения состояния

Изохорный процесс. *Изохорным принято называть такой процесс или такое изменение состояния тела, при котором удельный объем остается постоянным* $v = \text{const}$. Процесс этот может происходить только в замкнутом пространстве по-

стоянного объема при подводе или отводе телоты. Рассмотрим изохорный процесс в координатах $p-v$, осуществляемый от состояния, которому соответствует точка 1, до состояния, которому соответствует точка 2 (рис. 5.1). Параметры состояния в точке 2 определяются с помощью специальных диаграмм состояния, таблиц термодинамических свойств данного тела или же с помощью приведенных соотношений, с учетом того, что в данном процессе не изменяется объем тела, т. е. $v_1 = v_2 = v$. Поэтому параметры состояния идеального газа на изохоре связаны между собой соотношением

$$p_2/p_1 = T_2/T_1. \quad (5.1)$$

Соотношение (5.1) легко получается из уравнения Клапейрона, записанного для состояния газа в точках 1 ($p_1 v = R T_1$) и 2 ($p_2 v = R T_2$), после сопоставления и сокращения на постоянную величину удельного объема v . Уравнение (5.1) иногда называют еще законом Шарля.

Из уравнения (5.1) следует, что нагрев газа в сосуде постоянного объема всегда будет приводить к росту давления.

Удельная термодинамическая работа в изохорном процессе равна нулю [см. уравнения (1.10) — (1.12)]

$$l_{1,2} = p_m (v_2 - v_1) = 0. \quad (5.2)$$

Удельная потенциальная работа изменения давления по уравнению (1.14)

$$w_{1,2} = v (p_1 - p_2) \quad (5.3)$$

и численно равна площади 12 ba (см. рис. 5.1).

Количество телоты, сообщаемой системе при нагревании тела (или отводной при охлаждении) в изохорном процессе, определяется из уравнения первого начала термодинамики

$$q_{1,2} = q^*_{1,2} + q_{1,2}^{**} = u_2 - u_1 + l_{1,2} = u_2 - u_1. \quad (5.4)$$

Для идеального газа с учетом уравнения (4.31) уравнение (5.4) принимает вид

$$q_{1,2} = q^*_{1,2} + q_{1,2}^{**} = u_2 - u_1 = c_{um} (T_2 - T_1) = c_{um} (t_2 - t_1), \quad (5.5)$$

где T_1 и T_2 — начальная и конечная температуры процесса, К; t_1 и t_2 — то же, °С; c_{um} — средняя удельная теплоемкость тела в интервале температур $T_2 - T_1$, КДж/кг, К.

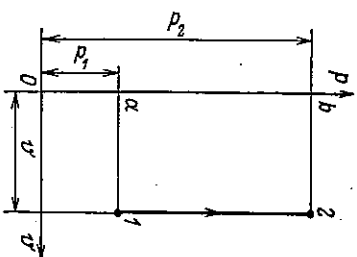


Рис. 5.1. Изохорный процесс в координатах $p-v$

Для рабочего тела массой G кг уравнение (5.5) принимает вид

$$q_{1,2}G = Q_{1,2} = Q_{1,2}^* + Q_{1,2}^{**} = U_2 - U_1 = Gc_{\text{см}}(T_2 - T_1) = Gc_{\text{см}}(t_2 - t_1).$$

Пример 5.1. В баллоне вместимостью 0,01 м³ находится метан под давлением 0,51 МПа и при температуре 15 °С. Какова будет температура газа, если к нему подвести 5 кДж теплоты? Теплоемкость газа $c_v = 1,7$ кДж/(кг·°С). Метан рассматривается как идеальный газ.

Решение. Массу метана как идеального газа определяем из уравнения Клапейрона

$$G = \frac{p_1 V}{RT_1} = \frac{0,51 \cdot 10^6 \cdot 0,01}{149,37 \cdot 10^3} = 0,034 \text{ кг}.$$

Конечная температура процесса

$$Q_{1,2} = Gc_{\text{см}}(T_2 - T_1);$$

$$T_2 = T_1 + \frac{Q_{1,2}}{Gc_{\text{см}}} = 288,2 + \frac{5}{0,034 \cdot 1,7} = 288,2 + \frac{5}{0,058} = 377,5 \text{ К};$$

$$t_2 = T_2 - 273,2 = 104,3 \text{ °С}.$$

Изобарный процесс. Изобарными называются такой процесс или такое изменение состояния системы, при котором давление остается постоянным ($p = \text{const}$). Как и в случае изохорного процесса, параметры газа в любой точке процесса могут быть определены с помощью приведенных соотношений с учетом того, что давление в процессе остается неизменным. Рассмотрим изобарный процесс в координатах $p-v$ из состояния системы, которому соответствует точка 1, до состояния системы, которому соответствует точка 2 (рис. 5.2). Если известны параметры состояния в точке 1, то для определения параметров тела в точке 2 необходимо знать только один из параметров системы в точке 2. Параметры состояния идеального газа в изобарном процессе связаны между собой следующими соотношениями:

$$v_2/v_1 = T_2/T_1. \quad (5.6)$$

Соотношение (5.6) получается из уравнения Клапейрона, записанного для состояния газа в точках 1 ($p v_1 = RT_1$) и 2 ($p v_2 = RT_2$) после сокращения на постоянную величину p .

Из уравнения (5.6) следует, что чем выше температура газа T_2 в конце процесса, тем больше удельный объем газа v_2 , т. е. тем меньше плотность ρ . Это значит, что расширение газа в изобарном процессе сопровождается повышением температуры газа ($T_2 > T_1$).

Удельная термодинамическая работа

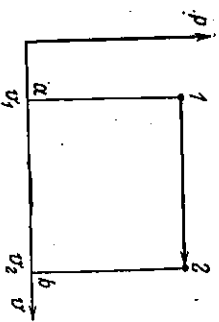


Рис. 5.2. Изобарный процесс в координатах $p-v$

бота изменения объема в изобарном процессе определяется по уравнению (1.10) с заменой среднего давления p_m на постоянное давление p и численно равна площади 12ba (см. рис. 5.2)

$$l_{1,2} = p(v_2 - v_1). \quad (5.7)$$

Для идеального газа с учетом уравнений Клапейрона уравнение (5.7) может быть приведено к виду

$$l_{1,2} = p(v_2 - v_1) = R(T_2 - T_1). \quad (5.8)$$

Удельная потенциальная работа в изобарном процессе равна нулю [см. уравнение (1.16)]

$$w_{1,2} = v_m(p_1 - p_2) = 0. \quad (5.9)$$

Количество теплоты, подводимой к системе при нагревании тела (или отводимой при охлаждении), в изобарном процессе определяется из уравнения первого начала термодинамики

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = h_2 - h_1 + w_{1,2} = h_2 - h_1. \quad (5.10)$$

Для идеального газа с учетом уравнения (4.31) уравнение (5.10) принимает вид

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**} = h_2 - h_1 = c_{\text{см}}(T_2 - T_1) = c_{\text{см}}(t_2 - t_1), \quad (5.11)$$

где T_1 и T_2 — соответственно начальная и конечная температура процесса, К; t_1 и t_2 — то же, °С, $c_{\text{см}}$ — средняя удельная теплоемкость тела в интервале температур $t_2 - t_1$, кДж/(кг·°С). Для рабочего тела массой G уравнение (5.11) принимает вид

$$q_{1,2}G = Q_{1,2} = Q_{1,2}^* + Q_{1,2}^{**} = H_2 - H_1 = Gc_{\text{см}}(T_2 - T_1) = Gc_{\text{см}}(t_2 - t_1).$$

Пример 5.2. Метан массой 1 кг при подведении теплоты расширяется по изобаре с давлением 1,019 МПа. При этом его температура повышается с 25 до 125 °С. Определить конечный объем газа, термодинамическую работу, количество подведенной теплоты и изменение внутренней энергии в процессе.

Решение. 1. Из уравнения (1.35) находим, что удельная газовая постоянная для метана составляет 518,3 Дж/(кг·°С).

2. По уравнению Клапейрона ($p v = RT$) находим начальный v_1 и конечный v_2 объемы газа

$$v_1 = \frac{RT_1}{p} = \frac{518,3 \cdot 298,2}{1,019 \cdot 10^6} = 0,157 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$v_2 = \frac{RT_2}{p} = \frac{518,3 \cdot 398,2}{1,019 \cdot 10^6} = 0,210 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3. Удельная термодинамическая работа расширения

$$l_{1,2} = p(v_2 - v_1) = 1,019 \cdot 10^6 (0,210 - 0,157) = 52 \text{ кДж/кг}.$$

Работа изменения давления $w_{1,2}$ равна нулю $w_{1,2} = 0$.

4. Количество теплоты, подведенной к газу, определяем по уравнению (5.11). Значение теплоемкости для метана находим из табл. 3.1 при средней температуре процесса

$$t_{\text{ср}} = \frac{t_1 + t_2}{2} = 75^\circ \text{C}; \quad c_{\text{ср}} = 2,4 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ \text{C)};$$

$$q_{1,2} = c_{\text{ср}}(t_2 - t_1) = 2,4(125 - 25) = 240 \text{ кДж/кг}.$$

5. Изменение внутренней энергии тела можно определить по уравнению (4.29)

$$\Delta u = u_2 - u_1 = c_{\text{ср}}(t_2 - t_1).$$

Значение теплоемкости $c_{\text{ср}}$ находим из уравнения Майера

$$c_{\text{ср}} = c_{\text{ср}}^* - R = 2,4 - 0,518 = 1,88 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ \text{C)};$$

$$\Delta u = u_2 - u_1 = 1,88(125 - 25) = 188 \text{ кДж/кг}.$$

Изотермический процесс. Изотермическим называется такой процесс или такое изменение состояния тела, при котором температура его остается постоянной ($T = \text{const}$). Изотермы идеального газа в координатах $p-v$ имеют вид равноосных гипербол. Чем выше температура процесса, тем выше располагается соответствующая линия процесса (рис. 5.3). Давления и объемы в любых точках на изотерме идеального газа связаны уравнением Бойля — Мариотта

$$p_1 v_1 = p_2 v_2 = p v = \text{const}.$$

Изотермы реального газа жидкостей имеют более сложный характер и не подчиняются уравнению гиперболы ($p_1 v_1 = p_2 v_2$). Однако для любых веществ в изотермическом процессе повышение давления всегда приводит к уменьшению объема тела.

Уравнение для определения удельной термодинамической работы изменения объема получают обычно с помощью высшей математики. Действительно, удельная термодинамическая работа изменения объема по уравнению (1.12)

$$l_{1,2} = \int_1^2 p dv.$$

Умножим и разделим подынтегральное выражение на v

$$l_{1,2} = \int_1^2 p v \frac{dv}{v} = \int_1^2 R T \frac{dv}{v},$$

так как в изотермическом процессе идеального газа $p v = \text{const}$, $p v = R T$, произведение $p v$ как постоянную величину можно вынести за знак интеграла, снабдив ин-

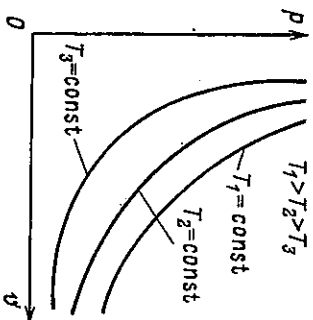


Рис. 5.3. Изотермы идеального газа

дексами точки 1 или 2

$$l_{1,2} = p_1 v_1 \int_1^2 \frac{dv}{v} = p_1 v_1 \ln \frac{v_2}{v_1} = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{v_2}{v_1}. \quad (5.12)$$

С учетом уравнения Бойля — Мариотта последнее уравнение можно записать через соотношение давлений

$$l_{1,2} = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{v_2}{v_1} = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{p_1}{p_2} = 2,3 R T \lg \frac{p_1}{p_2}. \quad (5.13)$$

Для любого количества вещества изменения объема

$$L_{1,2} = G l_{1,2}.$$

Удельная потенциальная работа изменения давления в изотермическом процессе численно равна удельной термодинамической работе изменения объема. Это следует из уравнения (4.18) $l_{1,2} = p_2 v_2 - p_1 v_1 + w_{1,2}$. Так как в изотермическом процессе $p_1 v_1 = p_2 v_2$, то

$$l_{1,2} = w_{1,2}. \quad (5.14)$$

Удельное количество теплоты, подводимой к телу или отводимой от тела, в изотермическом процессе определяется из первого начала термодинамики (4.11)

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + l_{1,2}. \quad (5.15)$$

Так как изменение внутренней энергии идеального газа в изотермическом процессе ($T = \text{const}$) равно нулю $u_2 - u_1 = c_{\text{ср}}(T_2 - T_1) = 0$,

$$q_{1,2} = l_{1,2} = w_{1,2}, \quad (5.16)$$

т. е. работа, совершаемая идеальным газом в изотермическом процессе, численно равна количеству теплоты, подводимой к этому газу.

Для любого количества вещества уравнение (5.16) принимает вид

$$Q_{1,2} = G q_{1,2} = L_{1,2} = W_{1,2}.$$

Теплоемкость газа в изотермическом процессе, когда подвод или отвод теплоты не приводит к изменению температуры тела, бесконечно велика. Это следует из уравнения (3.1)

$$c_l = \frac{q_l}{t_2 - t_1} = \pm \infty. \quad (5.17)$$

Знак плюс соответствует подводу теплоты, знак минус — отводу теплоты от системы.

Пример 5.3. В компрессоре сжимается 1 кг метана с давления 0,0981 МПа до давления 0,294 МПа при постоянной температуре $+15^\circ \text{C}$. Определить работу сжатия в этом процессе.

Решение. Работу сжатия в изотермическом процессе находим по уравнению (5.13). Удельная газовая постоянная для метана $R=518,3$ Дж/(кг·К).

$$l_{1,2} w_{1,2} = 2,3 RT \lg \frac{p_1}{p_2} = 2,3 \cdot 518,3 (273,2 + 15) \lg \frac{0,0981}{0,294} =$$

$$= -2,3 \cdot 518,3 \cdot 278,2 \lg \frac{0,294}{0,0981} = -2,3 \cdot 518,3 \cdot 278,2 \cdot 0,4771 =$$

$$= -158,2 \cdot 10^3 \text{ Дж} = -158,2 \text{ кДж}.$$

Так как в изотермическом процессе $q_{1,2} = w_{1,2}$, то знак минус у работы означает, что для сохранения постоянной температуры газа (+15°C) необходимо в процессе отвести 158,2 кДж теплоты.

Адиабатный процесс. Адиабатным называется такой процесс, в котором к телу не подводится теплота и не отводится (т. е. $\delta q = 0$). В координатах $p-v$ (рис. 5.4) этот процесс отличается от изотермического несколько большим наклоном к оси абсцисс, т. е. адиабата идет более круто, чем изотерма.

Термодинамическую систему, в которой протекает обратимый адиабатный процесс ($\delta q^{**} = q_{1,2}^{**} = 0$), можно представить как какое-либо тело, например газ, ограниченный идеальной теплоизоляционной оболочкой, абсолютно не пропускающей теплоты.

В реальных условиях ($\delta q^{**} \neq 0$) этот процесс следует считать внешне адиабатным ($\delta q^* = 0$, $q_{1,2}^* = 0$). Действительно, при течении реального газа, например по газопроводу с идеальной внешней изоляцией, теплообмен между газом и внешней средой отсутствует, т. е. $\delta q^* = q_{1,2}^* = 0$. Но поскольку течение газа в трубопроводе будет сопровождаться трением, возникает теплота внутреннего теплообмена ($q_{1,2}^{**} \neq 0$), которая идет на нагрев этого тела.

Рассмотрим сначала обратимые адиабатные процессы ($\delta q^{**} = q_{1,2}^{**} = 0$) и покажем, как связаны между собой параметры различных состояний в обратимом адиабатном процессе.

Из уравнений (4.11), (4.19)

$$q_{1,2}^* = q_{1,2} = u_2 - u_1 + l_{1,2} = h_2 - h_1 + w_{1,2} = 0, \quad (5.18)$$

отсюда

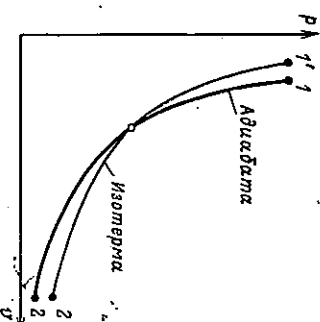
$$l_{1,2} = -(u_2 - u_1);$$

$$w_{1,2} = -(h_2 - h_1).$$

Поделив второе уравнение на первое, получим

$$\frac{w_{1,2}}{l_{1,2}} = \frac{h_2 - h_1}{u_2 - u_1} = \frac{\Delta h}{\Delta u} = k \quad (5.19)$$

Рис. 5.4. Адиабата 1-2 и изотерма 1'-2' в координатах $p-v$



Здесь k — показатель адиабатного процесса, определяемый через соотношение потенциальной $w_{1,2}$ и термодинамической $l_{1,2}$ работ (величина безразмерная). Для идеального газа этот показатель с учетом уравнений (4.29) и (4.30)

$$k = \frac{\Delta h}{\Delta u} = \frac{h_2 - h_1}{u_2 - u_1} = \frac{c_{pm} (t_2 - t_1)}{c_{vm} (t_2 - t_1)} = \frac{c_{pm}}{c_{vm}} \quad (5.20)$$

или с учетом уравнения Майера (4.35)

$$k = \frac{c_{pm}}{c_{vm}} = \frac{c_{pm}}{c_{pm} - R} = \frac{c_{pm} + R}{c_{pm}} = 1 + \frac{R}{c_{pm}} > 1. \quad (5.21)$$

Из уравнения (5.21) следует, что, зная одну из теплоемкостей c_{pm} или c_{vm} для известного газа, можно легко определить показатель адиабатного процесса k либо, наоборот, зная величину k , можно определить теплоемкости c_{pm} и c_{vm} для данного газа. Если в уравнении (5.20) и (5.21) входят средние теплоемкости процесса, то и определяемый показатель k будет средним для данного процесса. Если в уравнении (5.20) и (5.21) будут входить истинные теплоемкости для какой-то конкретной температуры газа, то и определяемый показатель k будет считаться истинным, справедливым лишь для данной точки процесса.

Уравнение адиабаты для обратимого процесса с постоянным (средним) значением показателя процесса k обычно выводят с помощью высшей математики. Если показатель k в процессе постоянный, то он одинаково правильно может определяться либо через соотношение интегральных значений работ $w_{1,2}$, $l_{1,2}$ из уравнения (5.19), либо через соотношение элементарных значений этих же работ δw , δl

$$k = \frac{w_{1,2}}{l_{1,2}} = \frac{\delta w}{\delta l} = -\frac{v dp}{p dv} = -\frac{(dp/p)}{(dv/v)},$$

отсюда

$$k \frac{dv}{v} = -\frac{dp}{p}.$$

Интегрируя это уравнение на конечном участке между точками 1 и 2 с учетом, что $k = \text{const}$, получим

$$k \int_1^2 \frac{dv}{v} = - \int_1^2 \frac{dp}{p}$$

или

$$k \ln \frac{v_2}{v_1} = \ln \frac{p_1}{p_2}.$$

Потенцируя последнее равенство, получаем

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k.$$

Аналогично, переводя системы координат в любую третью точку, можно

показать, что

$$p_1 v_1^k = p_2 v_2^k = p_3 v_3^k = \text{const.}$$

Таким образом, для любого состояния в адиабатном обратимом процессе (при условии, что k остается неизменным) справедливо равенство

$$p v^k = \text{const} = C. \quad (5.22)$$

Уравнение (5.22) и называется уравнением *адиабаты* с постоянным показателем k или *уравнением адиабаты Пуассона*. Оно устанавливает связь между p и v в обратимом адиабатном процессе.

Для того, чтобы установить связь между T и v или между T и p на адиабате обратимого процесса, можно воспользоваться уравнением (5.22) с учетом уравнения Клапейрона. Действительно, с учетом того, что для идеального газа $v = RT/p$ из уравнения (5.22) заменой величины p для процесса 1—2 можно получить

$$T_1 v_1^{k-1} = T_2 v_2^{k-1} \quad (5.23)$$

или

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}.$$

Аналогично, подставив в уравнение (5.22) значение удельного объема, полученного из уравнения Клапейрона $v = RT/p$, найдем

$$p_1 \left(\frac{RT_1}{p_1} \right)^k = p_2 \left(\frac{RT_2}{p_2} \right)^k = C,$$

отсюда

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)^k = \frac{p_1}{p_2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^k = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{k-1}$$

или окончательно

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1}. \quad (5.24)$$

Из уравнения (5.24) следует, что уменьшение давления на адиабате приводит к понижению температуры газа. В связи с этим процесс адиабатного расширения часто используется как эффективный способ охлаждения газа.

Уравнения для определения работы расширения (или сжатия) в адиабатном процессе могут быть получены следующим образом. По уравнению (4.18) между удельной термодинамической $l_{1,2}$ и удельной потенциальной $w_{1,2}$ работами существует следующая связь

$$l_{1,2} - w_{1,2} = p_2 v_2 - p_1 v_1.$$

По уравнению (5.19) соотношение этих работ равно показателю адиабатного процесса

$$\frac{w_{1,2}}{l_{1,2}} = k; \quad w_{1,2} = k l_{1,2}.$$

Сопоставляя эти соотношения, получаем

$$l_{1,2} - k l_{1,2} = l_{1,2} (1 - k) = p_2 v_2 - p_1 v_1 = p_1 v_1 \left(\frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} - 1 \right) = p_1 v_1 (T_{1,2} - 1),$$

отсюда

$$l_{1,2} = \frac{p_1 v_1 (1 - T_{1,2})}{k - 1}; \quad (5.25)$$

$$w_{1,2} = k l_{1,2} = \frac{k}{k - 1} p_1 v_1 (1 - T_{1,2}), \quad (5.26)$$

где $T_{1,2}$ — характеристика процесса расширения (или сжатия), определяемая как отношение конечного и начального значений комплекса $p v$

$$T_{1,2} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1}. \quad (5.27)$$

Из уравнения (5.22) для обратимого адиабатного процесса 1—2 с постоянным показателем можно записать

$$\frac{p_2}{p_1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^k = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = T_{1,2} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = 1$$

или

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{v_2}{v_1} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k-1}} = T_{1,2} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Отсюда расчетные соотношения характеристики $T_{1,2}$

$$T_{1,2} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}. \quad (5.28)$$

Подставляя уравнение (5.28) в уравнения (5.25) и (5.26), получаем выражение для работ $l_{1,2}$ и $w_{1,2}$ в другой форме

$$l_{1,2} = \frac{p_1 v_1}{k-1} (1 - \tau_{1,2}) = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]; \quad (5.29)$$

$$w_{1,2} = kl_{1,2} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \right] = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \quad (5.30)$$

Для идеального газа $p v = R T$ уравнения (5.29) и (5.30) с учетом уравнения (5.24) принимают вид

$$l_{1,2} = \frac{R T_1}{k-1} \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right); \quad (5.31)$$

$$w_{1,2} = \frac{k}{k-1} R T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right). \quad (5.32)$$

Если принять во внимание, что по уравнению (5.21) для идеального газа $c_{\text{см}} = \frac{R}{k-1}$, а $c_{\text{см}} = \frac{k}{k-1} R$, то уравнения (5.31) и (5.32) могут быть записаны в форме

$$l_{1,2} = c_{\text{см}} T_1 \left(1 - \frac{T_2}{T_1} \right) = c_{\text{см}} (T_1 - T_2); \quad (5.33)$$

$$w_{1,2} = k l_{1,2} = c_{\text{см}} (T_1 - T_2). \quad (5.34)$$

В адиабатном обратимом процессе теплоемкость процесса равна нулю [см. уравнение (3.1)]. Это значит, что теплота к системе не подводится и не отводится, хотя температура в системе может меняться.

Пример 5.4. Определить значения показателя адиабаты k кислорода как идеального газа, а также значения теплоемкости при постоянном объеме c_v при известной теплоемкости $c_p = 0,92$ кДж/(кг·°C).

Решение 1. Теплоемкость при постоянном объеме по закону Майера равна

$$c_v = c_p - R = 0,92 - 0,26 = 0,66 \text{ кДж/(кг·°C)}.$$

Значения удельной газовой постоянной для кислорода определяются по (1.35)

$$R_{O_2} = \frac{\bar{R}}{\mu_{O_2}} = \frac{8,314}{32} = 0,26 \text{ кДж/(кг·°C)}.$$

2. Показатель адиабаты кислорода как идеального газа

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{0,92}{0,66} = 1,4.$$

Пример 5.5. Определить значения теплоемкостей при постоянном давлении c_p и постоянном объеме c_v метана как идеального газа ($\mu_{\text{мет}} = 16$) по данному значению показателя адиабаты $k = 1,3$.

Решение. Показатель адиабаты с учетом уравнения Майера равен

$$k = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_{\text{см}}}{c_{\text{см}} - R},$$

откуда

$$c_{\text{см}} = \frac{k}{k-1} R = \frac{1,3}{1,3-1} \cdot 0,518 = 2,244 \text{ кДж/(кг·°C)};$$

$$c_{\text{см}} = c_{\text{см}} - R = 1,716 \text{ кДж/(кг·°C)}.$$

Значения удельной газовой постоянной R определены по уравнению (1.35). Пример 5.6. Воздух массой 1 кг адиабатно расширяется с давления $p_1 = 1,019$ МПа и температуры 100°C до давления $p_2 = 0,102$ МПа. Найти конечные объем, температуру, потенциальную и термодинамическую работу, изменение внутренней энергии и энтропии. Показатель процесса расширения принять равным $k = 1,4$.

Решение. 1. Начальный удельный объем газа находится из уравнения Клапейрона. Удельная постоянная для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·°C)

$$v_1 = \frac{R T_1}{p_1} = \frac{287 \cdot 373,2}{1,019 \cdot 10^6} = 0,11 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

2. Из уравнения (5.24) находим конечную температуру процесса

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = 373,2 \left(\frac{0,102}{1,019} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 193,3 \text{ К};$$

$$t_2 = T_2 - 273,2 = -79,9^\circ\text{C} \approx -80^\circ\text{C}.$$

3. Из уравнения (5.24) находим конечный объем процесса расширения

$$v_2 = v_1 \left(\frac{T_1}{T_2} \right)^{\frac{1}{k-1}} = 0,11 \left(\frac{373,2}{193,2} \right)^{\frac{1}{1,4-1}} = 0,572 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

4. Для вычисления удельных значений работ воспользуемся уравнениями (5.31) и (5.32)

$$l_{1,2} = \frac{1}{k-1} R (T_1 - T_2) = \frac{1}{1,4-1} \cdot 287 \cdot (373,2 - 193,3) = 129 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 129 \text{ кДж/кг};$$

$$w_{1,2} = k l_{1,2} = 180,6 \text{ кДж/кг}.$$

5. Изменение внутренней энергии и энтропии в обратимом адиабатном процессе соответственно равно термодинамической и потенциальной работам

$$u_2 - u_1 = -l_{1,2} = -129 \text{ кДж/кг};$$

$$h_2 - h_1 = -w_{1,2} = -180,6 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 5.7. При движении природного газа по горизонтальному трубопроводу его параметры изменяются от $t_1 = 50^\circ\text{C}$, $p_1 = 5,504$ МПа до $t_2 = 20^\circ\text{C}$ и $p_2 = 3,058$ МПа. Средняя молярная масса газа $\mu = 20$, средняя молярная теплоемкость газа

$$c_{\text{см}} = 29,308 \text{ Дж/(моль·°C)}.$$

Считая газ идеальным и принимая во внимание, что внешняя полезная работа на участке трубопровода равна нулю ($w_{1,2}^* = 0$), определить удельную величину внешнего $q_{1,2}^*$ и внутреннего теплообмена $q_{1,2}^{**}$.

Решение. Из уравнения первого начала термодинамики по внешнему балансу для потока [см. уравнение (4.33)] с учетом, что внешняя работа равна нулю ($w_{1,2}^* = 0$), имеем

$$q_{1,2}^* = c_{pm}(T_2 - T_1) = h_2 - h_1.$$

Сопоставляя это уравнение с уравнением первого начала термодинамики для потока [см. уравнение (4.31)], получаем

$$c_{pm}(T_2 - T_1) + q_{1,2}^{**} = c_{pm}(T_2 - T_1) + w_{1,2}^{**},$$

откуда

$$q_{1,2}^{**} = w_{1,2}^{**}.$$

Это значит, что во всех случаях, когда внешняя работа потока равна нулю, внешний теплообмен равен изменению энтальпии, а потенциальная работа полностью превращается в теплому внутреннего теплообмена

$$q_{1,2}^* = c_{pm}(t_2 - t_1) = \frac{c_{pm}}{\mu}(t_2 - t_1) = \frac{29308}{20}(50 - 20) = 43,96 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг}.$$

Так как в данном случае показатель реального процесса неизвестен, потенциальную работу можно определить по уравнению (5.13), используя то обстоятельство, что абсолютная температура газа при движении по трубопроводу изменяется слабо

$$q_{1,2}^{**} = w_{1,2}^{**} = 2,3RT_m \lg \frac{p_1}{p_2} = 2,3 \frac{8314}{20} 313,2 \lg \frac{5,504}{3,058} \approx 75,2 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 75,2 \text{ кДж/кг};$$

$$T_m = \frac{T_1 + T_2}{2} = \frac{323,2 + 293,2}{2} = 313,2 \text{ К}.$$

§ 3. Политропные процессы

Политропными процессами принято называть термодинамические процессы, подчиняющиеся уравнению

$$pv^n = \text{const} = C \quad (5.35)$$

или уравнению

$$\sqrt[n]{pv} = p^{\frac{1}{n}} v = \sqrt[n]{C} = \text{const} = C_1, \quad (5.36)$$

где n — показатель политропы, являющийся в данном процессе величиной постоянной, но который может иметь любые частные значения, как положительные (от 0 до $+\infty$), так и отрицательные (от 0 до $-\infty$); C, C_1 — постоянные, характеризующие процесс прохождения политропы через какую-либо точку процесса,

например через начальную точку 1 или конечную точку 2

$$C = p_1 v_1^n = p_2 v_2^n;$$

$$C_1 = p_1^{\frac{1}{n}} v_1 = p_2^{\frac{1}{n}} v_2.$$

Уравнение политропы (5.35) по внешнему виду сходно с уравнением адиабаты (5.22). Однако между этими процессами имеется существенная разница. В уравнении адиабаты показатель процесса может в общем случае изменяться в процессе, здесь показатель n остается только постоянным. Кроме того, на политропе может подводиться или отводиться теплота ($\delta q \neq 0$).

Политропный процесс обобщает все ранее рассмотренные обратимые термодинамические процессы. Действительно, из уравнения политропы (5.35) вытекает, что процесс с показателем $n=0$ представляет собой обычный изобарный процесс

$$pv^0 = p = \text{const}.$$

Из уравнения (5.36) вытекает, что процесс с показателем $n = \pm \infty$ изохорный

$$p^{\pm \frac{1}{\infty}} \cdot v = p^0 v = v = \text{const}.$$

Уравнение (5.35) с показателем $n=k$ обращается в уравнение адиабаты (5.22)

$$pv^k = pv^k = \text{const}.$$

Если принять $n=1$, то из уравнения (5.35) следует процесс

$$pv = \text{const},$$

который носит название *изопотенциального* и изображается как равноосная гиперболы в координатах $p-v$. Для идеального газа ($pv=RT$) этот процесс ($n=1$) является и изотермическим ($T=\text{const}$).

На рис. 5.5 в координатах $p-v$ представлены кривые различных политропных процессов, проходящие через одну общую точку a . Связь между параметрами p, v, T в политропном процессе осуществляется уравнениями типа (5.23), (5.24) заменой в них

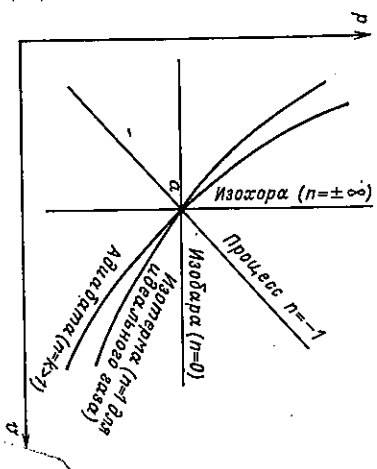


Рис. 5.5. Взаимное расположение кривых различных термодинамических процессов, проходящих через общую точку a

показателя k на показатель n

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \quad (5.37)$$

или

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}. \quad (5.38)$$

Аналогично, заменив в уравнениях (5.29), (5.30) показатель k на показатель n , получаем соотношения для определения термодинамической $l_{1,2}$ и потенциальной $\omega_{1,2}$ работ

$$l_{1,2} = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right] = \frac{p_1 v_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]; \quad (5.39)$$

$$\omega_{1,2} = n l_{1,2} = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right] = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]. \quad (5.40)$$

Из уравнений (5.31) — (5.34) аналогично можно получить

$$l_{1,2} = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right] =$$

$$= \frac{RT_1}{n-1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]; \quad (5.41)$$

$$\omega_{1,2} = \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} \right] =$$

$$= \frac{n}{n-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] = \frac{n}{n-1} R (T_1 - T_2). \quad (5.42)$$

Уравнения (5.39), (5.40) справедливы как для реальных, так и для идеальных газов, а уравнения (5.41), (5.42) — только для идеальных газов.

Количество теплоты, подводимой к телу (или отводимой от него) в политропном процессе, может быть определено из уравнения первого начала термодинамики

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + l_{1,2} = h_2 - h_1 + \omega_{1,2}. \quad (5.43)$$

С помощью вышешей математики это уравнение может быть приведено к виду, удобному для расчетов политропных процессов реальных газов. Для расчетов компрессоров, газовых двигателей, ряда реальных процессов использование соотношений на базе идеальных газов оказывается вполне достаточным.

Для идеальных газов по уравнению (4.29) изменение внутренней энергии

$$u_2 - u_1 = c_{vm} (T_2 - T_1).$$

Термодинамическая работа для идеального газа [уравнение (5.41)]

$$l_{1,2} = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2).$$

Подставляя первое и второе уравнение в уравнение (5.43), находим

$$q_{1,2} = \frac{R}{n-1} (T_1 - T_2) - c_{vm} (T_2 - T_1) = \left(\frac{R}{n-1} - c_{vm} \right) (T_1 - T_2). \quad (5.44)$$

Поскольку по уравнению Майера $c_{pm} - c_{vm} = R$, из уравнения (5.44) можно получить

$$q_{1,2} = \left(\frac{c_{pm} - c_{vm}}{n-1} - c_{vm} \right) (T_1 - T_2) =$$

$$= \left(\frac{c_{pm} - n c_{vm}}{n-1} \right) (T_1 - T_2) = c_{vm} \frac{c_{pm} - n}{n-1} (T_1 - T_2). \quad (5.45)$$

Так как для идеального газа $c_{pm}/c_{vm} = k$, а $c_{vm} = R/(k-1)$, уравнение (5.45) принимает вид

$$q_{1,2} = c_{vm} \frac{k-n}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} \cdot \frac{k-n}{n-1} (T_1 - T_2) = \frac{k-n}{k-1} l_{1,2}. \quad (5.46)$$

Умножив и разделив правую часть уравнения (5.46) на показатель n с учетом, что $\omega_{1,2} = n l_{1,2}$, получим

$$q_{1,2} = \frac{\frac{k}{n} - 1}{k-1} \omega_{1,2}. \quad (5.47)$$

Соотношения (5.46) и (5.47) определяют количество теплоты, подводимой к идеальному газу (или отводимой от него) в политропном процессе.

Адиабата, проведенная в координатах p — v через любую точку a (рис. 5.6), делит диаграмму на две области: выше адиабаты располагается область, где все процессы идут с подводом теплоты, а ниже адиабаты — область, где процессы идут с отводом теплоты. Так, для того чтобы осуществить процесс расширения по изотерме (линия ac), надо подвести теплоту к

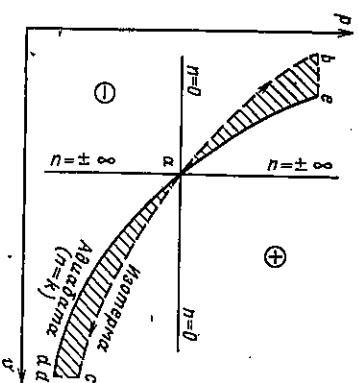


Рис. 5.6. Знаки теплообмена в зависимости от расположения процесса относительно адиабаты

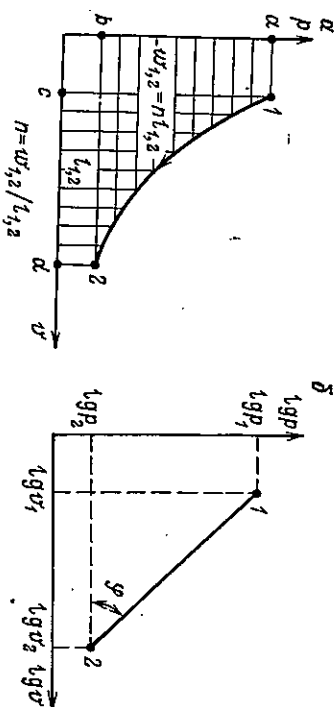


Рис. 5.7. Способы определения показателя политропы

телу в количестве, численно равному площади acd , а для того чтобы осуществить процесс сжатия по изотерме (линия ab), надо отвести от тела теплоту в количестве, численно равному площади abe .

Численное значение показателя политропного процесса можно определить графическим методом из отношения площадей $a12b$ и $c12d$, характеризующих соответственно значения потенциалной $\psi_{1,2}$ и термодинамической $l_{1,2}$ работ (рис. 5.7, а).

При наличии экспериментальных данных, характеризующих зависимость изменения давления от объема, показатель политропы находится как тангенс угла наклона линии процесса в логарифмических координатах $\lg p - \lg v$. Действительно, логарифмируя уравнение политропы $p_1 v_1^n = p_2 v_2^n$, получаем (рис. 5.7, б)

$$n = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_1 - \lg v_2} = \lg \beta. \quad (5.48)$$

Многие процессы изменения, такие, как адиабата в реальном процессе, изотерма, изохорический процесс ($n = \text{const}$) и т. д., в общем случае не могут быть представлены как урав-

нение политропы с постоянным показателем ($p v^n = \text{const}$). Это проявляется в том, что кривая этих процессов в логарифмической диаграмме $\lg p - \lg v$ не спрямляется, т. е. не подчиняется уравнению прямой линии ($\lg p = \lg C - n \lg v$) в логарифмических координатах, к которому приводится уравнение политропы с постоянным показателем ($p v^n = C$). В этом случае процесс описывается так называемым уравнением политропы с переменным показателем m . Сам показатель как тангенс угла наклона секущей 1-2 в логарифмических координатах $\lg p - \lg v$ (рис. 5.8).

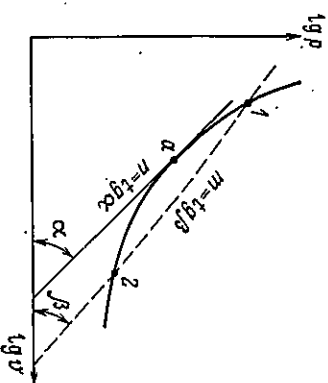


Рис. 5.8. Политропа с переменным показателем

$$m = \lg \beta = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_1 - \lg v_2} = \frac{\lg \frac{p_2}{p_1}}{\lg \frac{v_2}{v_1}}. \quad (5.49)$$

Отсюда

$$\lg \frac{p_2}{p_1} + m \lg \frac{v_2}{v_1} = \lg \frac{p_2}{p_1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^m = 0.$$

Потенцируя последнее уравнение, получаем

$$\frac{p_2}{p_1} \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^m = 1; \quad \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} \frac{v_2}{v_1} = 1. \quad (5.50)$$

Уравнение (5.50) и называется уравнением политропы с переменным показателем. Уравнение политропы (5.35) с постоянным показателем не может быть приведено к виду уравнения политропы с переменным показателем (5.50). Действительно, для уравнения политропы с постоянным показателем характерно прежде всего то, что показатель n остается постоянным для всех точек процесса ($n = \text{const}$), а для политропы с переменным показателем показатель процесса m остается постоянным только для двух выбранных точек 1-2. Если точку 2 в процессе принять переменной, то и показатель m , определяемый как тангенс наклона секущей, будет каждый раз различным, так же как будет различным в каждом случае и истинный показатель процесса, определяемый как тангенс наклона касательной в точке а к линии процесса (см. рис. 5.8).

Определив для данного реального процесса величину m , мы можем воспользоваться полученными ранее уравнениями для расчета термодинамической $i_{1,2}$ и потенциальной $w_{1,2}$ работы, теплообмена $q_{1,2}$, рассчитать температуру процесса в каждой точке и т. д.

Пример 5.8. В компрессоре сжимается сухой воздух (молярная масса $\mu = 28,96$) от начального состояния $p_1 = 0,102$ МПа и $t_1 = 15^\circ\text{C} = 288,2$ К до $p_2 = 0,408$ МПа и $t_2 = 184,3^\circ\text{C} = 457,5$ К. Воздух считается идеальным газом $c_p = 1$ кДж/(кг $\cdot^\circ\text{C}$). Исходя из того, что показатель политропы — величина постоянная, определить удельную потенциальную $w_{1,2}$ работу сжатия, изменение энтальпии воздуха и полный теплообмен по балансу рабочего тела

$$q_{1,2} = q_{1,2}^* + q_{1,2}^{**}.$$

Решение. 1. Определим соотношение температур и давлений в процессе

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{457,5}{288,2} = 1,59; \quad \frac{p_2}{p_1} = \frac{0,408}{0,102} = 4.$$

2. Из уравнения политропы (5.38) находим показатель процесса

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\lg \frac{T_2}{T_1}}{\lg \frac{p_2}{p_1}} = \frac{\lg 1,59}{\lg 4} = \frac{0,201}{0,602} = 0,333.$$

Отсюда

$$n = 1,5.$$

3. По уравнению (5.42) удельная потенциальная работа сжатия

$$w_{1,2} = \frac{n}{n-1} \frac{R}{\mu} (t_1 - t_2) = 3,0 \cdot \frac{8314}{28,96} (15,0 - 184,3) = -145,8 \text{ кДж/кг}.$$

4. По уравнению (4.30) изменение энтальпии

$$h_2 - h_1 = c_{pm}(t_2 - t_1) = 1,0 \cdot (184,3 - 15,0) = 169,3 \text{ кДж/кг}.$$

5. Полный теплообмен по уравнению первого начала термодинамики (5.43)

$$q_{1,2} = h_2 - h_1 + w_{1,2} = (169,3 - 145,8) = 23,5 \text{ кДж/кг}.$$

6. Аналогично по уравнению (5.47) после определения показателя адиабаты

$$k = \frac{c_{pm}}{c_{pm} - R} = \frac{c_{pm}}{1 - 0,29} \approx 1,4; \\ \frac{k}{k-1} = \frac{1,4}{1,4-1} = \frac{1,4}{0,4} = 3,5; \\ q_{1,2} = \frac{n}{k-1} w_{1,2} = \frac{1,5}{1,4-1} (-145,8) = 23,5 \text{ кДж/кг}.$$

Пример 5.9. По данным предыдущего примера определить эффективную работу повышения давления потока воздуха $w_{1,2}^*$ и относительные потери эффективного процесса сравнительно с обратным процессом ζ_w при

условии, что внешний теплообмен составляет $q_{1,2}^* = -8,4$ кДж/кг (теплота отводится).

Решение. 1. Внутренний теплообмен

$$q_{1,2}^* = q_{1,2} - q_{1,2}^{**} = (23,5 + 8,4) = 31,9 \text{ кДж/кг};$$

2. Внешняя эффективная работа с учетом, что $w_{1,2}^{**} = q_{1,2}^{**}$

$$w_{1,2}^* = w_{1,2} - q_{1,2}^{**} = w_{1,2} - (-145,8 + 31,9) = -177,7 \text{ кДж/кг}.$$

3. Относительная величина необратимых потерь

$$\zeta_w = \frac{q_{1,2}^*}{w_{1,2}} = \frac{w_{1,2}^{**}}{w_{1,2}} = \frac{31,9}{145,8} = 0,22.$$

Контрольные вопросы

1. Что такое изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы? Как они изображаются в координатах $p-v$?
2. Почему адиабата идет круче изотермы в координатах $p-v$?
3. Что такое политропный процесс? Как можно определить показатель политропы?
4. Что такое политропа с переменным показателем процесса? Почему политропа с постоянным показателем не может быть приведена к виду политропы с переменным показателем?
5. Как располагаются знаки теплообмена относительно адиабатного процесса в координатах $p-v$?

Глава 6

КРУГОВЫЕ ПРОЦЕССЫ (ЦИКЛЫ)

§ 1. Обратимые и необратимые круговые процессы (циклы)

Одним из важнейших понятий термодинамики является понятие об обратимых и необратимых процессах. Мы уже говорили о том, что *обратимыми* процессами называются такие процессы, при совершении которых в прямом и обратном направлении термодинамическая система возвращается в исходное состояние и при этом в окружающей среде не происходит никаких изменений. Это значит, например, что если к системе при совершении прямого процесса из точки 1 в точку 2 подводится какое-либо количество теплоты, то при совершении обратного процесса из точки 2 в точку 1 от системы отводится то же самое количество теплоты.

Естественно, что при *необратимых* (реальных) процессах система уже не возвращается в исходное состояние при совершении обратного процесса.

Круговыми процессами или *циклами*, которые осуществляются в различных тепловых машинах, называют непрерывную последовательность термодинамических процессов, в результате которых рабочее тело возвращается в исходное состояние.

При этом под понятием прямого термодинамического цикла понимают цикл, в котором к рабочему телу подводится большее количество теплоты при большей температуре и отводится меньшее количество теплоты при более низкой температуре, разность же этих теплот равна совершенной работе.

Под понятием *обратного* термодинамического цикла понимают цикл, в котором к рабочему телу подводится меньшее количество теплоты и при меньшей температуре, а отводится большее количество теплоты и при более высокой температуре, разность же этих теплот равна затраченной работе. Рабочим телом цикла обычно называют вещество, за счет изменения состояния которого получают работу.

Круговые процессы в тепловых машинах осуществляются как процессы периодически повторяющиеся. Все тепловые машины можно разделить на два больших класса — тепловые двигатели и холодильные машины.

В тепловых двигателях осуществляется процесс превращения теплоты в работу (цикл). Такие циклы называют прямыми. В этих циклах от горячего источника с температурой T_1 отбирается теплота Q_1^* . Холодному источнику с температурой T_2 , ($T_2 < T_1$) отдается теплота Q_2^* , а разность этих теплот ($Q_1^* - Q_2^*$) превращается в полезную работу $L^* = Q_1^* - Q_2^*$, которая и передается внешнему потребителю. Если изобразить прямые циклы в координатах $p - V$, то линия процесса расширения располагается всегда выше линии процесса сжатия (рис. 6.1, а). На пути $1b2$ газ совершает работу расширения, определяемому площадью $1b2de$ при подводе к газу теплоты Q_1^* . На пути $2c1$

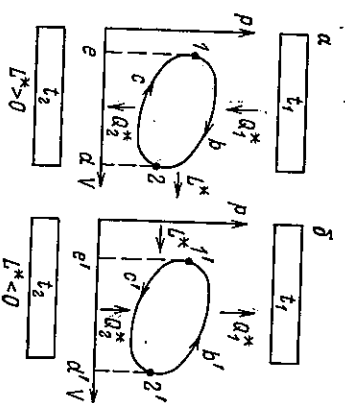


Рис. 6.1. Произвольные циклы тепловых машин:
а — тепловых двигателей; б — холодильных машин

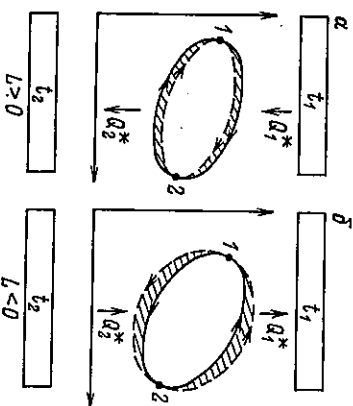


Рис. 6.2. Относительное расположение циклов обратимых и реальных тепловых машин:
а — тепловые двигатели; б — холодильные машины (пунктиром отмечена особенность протекания реальных процессов в этих машинах)

(возвращение рабочего тела в первоначальное состояние) на это сжатие затрачивается работа, определяемая площадью $2dc1c$, при отводе от газа теплоты $Q_2^* < Q_1^*$. Таким образом, рабочее тело изменяет состояние по замкнутому контуру $1b2c1$, попеременно расширяясь и сжимаясь и периодически возвращаясь в первоначальное состояние.

Качественной характеристикой тепловых двигателей является их *коэффициент полезного действия* (к. п. д.), определяемый как отношение полученной работы L^* к затраченному количеству теплоты Q_1^* ,

$$\eta = \frac{L^*}{Q_1^*} = \frac{Q_1^* - Q_2^*}{Q_1^*} = 1 - \frac{Q_2^*}{Q_1^*} = 1 - \frac{q_2^*}{q_1^*}. \quad (6.1)$$

К. п. д. цикла характеризует степень его совершенства: чем больше η , тем совершеннее цикл, тем больше получается работа при подводе одного и того же количества теплоты.

В холодильных машинах (рис. 6.1, б) осуществляются обратные циклы, т. е. процессы переноса теплоты от источника низших температур T_2 к источнику высших температур T_1 , ($T_2 < T_1$) за счет подводимой извне работы. Таким образом, в результате совершения обратного цикла происходит охлаждение «холодного» источника.

Качественной характеристикой холодильных машин является их *холодильный коэффициент*, определяемый как отношение количества теплоты, отведенной от охлаждаемой системы Q_2^* , к количеству подведенной на вне работы L^*

$$\chi = \frac{Q_2^*}{L^*} = \frac{Q_2^*}{Q_1^* - Q_2^*}. \quad (6.2)$$

Диаграммы круговых процессов реальных двигателей и холодильных машин отличны от соответствующих диаграмм обратимых круговых процессов прежде всего из-за различия температур рабочего тела и внешних источников теплоты. При этом диаграмма рабочего тела реального теплового двигателя расположена внутри диаграммы обратимого цикла, а диаграмма холодильной машины — вне границ цикла обратимой холодильной машины (рис. 6.2). Защищиванные площади на диаграммах характеризуют величину необратимых потерь ($\delta Q^{**} \neq 0$) в процессах подвода и отвода теплоты. Циклы тепловых машин, в которых исключены необратимые потери рабочего процесса машин ($\delta Q^{**} = 0$), обычно называют *термодинамическими*. Несмотря на то что обратимые процессы практически неосуществимы, введение понятий о них оказывается весьма полезным. Дело в том, что, во-первых, в ряде случаев обратимые процессы близки к реальным, а, во-вторых, степень необ-

ратимости реального процесса удобно определять экспериментально и рассматривать в отношении к обратимому процессу. Расчет самого же обратимого процесса при этом не представляет особых сложностей.

§ 2. Цикл Карно

В 1824 г. французский инженер С. Карно предложил обратимый цикл тепловых машин, осуществляемый между двумя источниками постоянных температур — нагревателем T_1 и холодильником T_2 . В качестве рабочего тела в цикле используется идеальный газ. На всех стадиях цикла присутствует одно и то же количество газа.

Цикл Карно как термодинамический цикл теплового двигателя осуществляется следующим образом (рис. 6.3, а). В процессе 1—2 к рабочему телу с температурой T_1 подводится теплота от горячего источника, имеющего тоже температуру T_1 . Рабочее тело расширяется, совершая полезную работу, например перемещая поршень машины из точки 1 в точку 2. При этом процесс подвода теплоты представляется таким образом, что температура газа на участке 1—2 все время остается неизменной, несмотря на увеличение объема и снижение давления, т. е. процесс подвода теплоты компенсирует снижение температуры газа при расширении. Таким образом, процесс на участке 1—2 осуществляется как

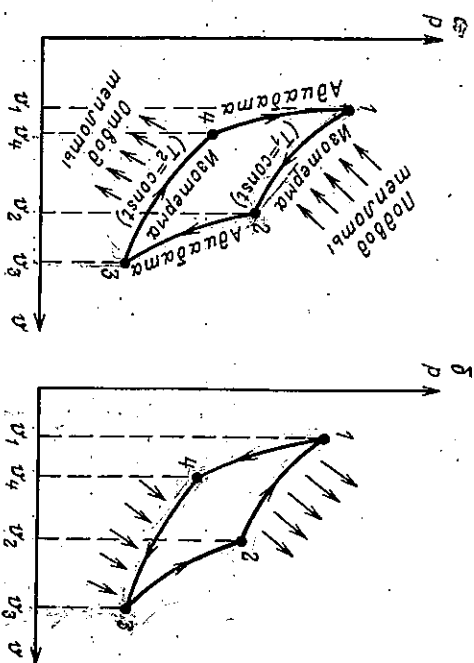


Рис. 6.3. Цикл Карно в координатах $p-v$:
а — теплового двигателя; б — холодильной машины

изотермический ($T_1 = \text{const}$) с подводом к рабочему телу удельного количества теплоты q_1 . В точке 2 подвод теплоты к рабочему телу прекращается и дальнейшее расширение газа осуществляется уже по адиабате 2—3 при полной тепловой изоляции рабочего тела от внешней среды. Так как на участке 2—3 нет подвода теплоты к рабочему телу, то при расширении его температура уменьшается до температуры T_2 , равной температуре холодного источника. В точке 3 тепловая изоляция рабочего тела прекращается и рабочее тело начинает сжиматься по линии 3—4 таким образом, что его температура остается неизменной ($T_2 = \text{const}$) за счет отвода теплоты к холодному источнику, т. е. сжатие газа осуществляется по изотерме 3—4. После того как газ придет в состояние 4, отвод теплоты прекращается и дальнейшее сжатие происходит уже по адиабате 4—1 с повышением температуры до T_1 . Цикл замыкается в точке 1 и далее повторяется тем же самым способом. Таким образом, цикл Карно состоит из двух изотермических (1—2 и 3—4) и двух адиабатных (2—3 и 4—1) процессов. Работа, производимая газом при расширении, изображается на диаграмме рис. 6.3, а площадью $12303'01$, а работа сжатия — площадью $3410'03$. Полезная работа, отдаваемая внешнему потребителю, равна разности этих площадей 12341 . На рис. 6.3, б изображен цикл Карно для холодильной машины, который осуществляется тем же идеальным газом, но в обратном направлении. Каких-либо потерь в процессах цикла здесь нет, т. е. цикл считается обратимым. По этому циклу газ сначала расширяется по адиабате 1—4, производя полезную работу, при этом температура газа снижается. Затем на участке 4—3 осуществляется изотермическое расширение ($T_2 = \text{const}$), в процессе которого газ отбирает теплоту от холодного источника. Далее за счет работы, подводимой извне, осуществляется процесс адиабатного сжатия по линии 3—2 с повышением температуры газа до T_1 . Дальнейшее сжатие осуществляется по изотерме T_1 с отводом теплоты к горячему источнику температур T_1 . Цикл замыкается в точке 1. Таким образом, работа расширения в этом цикле определяется площадью $14303'01$, а работа сжатия — площадью $3210'03$. Разность этих площадей 12341 численно равна работе, подводимой извне в цикле холодильной машины. В результате затраченной работы от холодного источника отобрана теплота и передана горячему источнику температур.

Определим термический к. п. д. цикла Карно. Для любого цикла, согласно уравнению (6.1), термический к. п. д. равен

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

Так как подвод и отвод теплоты в цикле Карно осуществляется

по изотерме, то в соответствии с уравнениями (5.13) и (5.16) имеем

$$q_1 = 2,3RT_1 \lg \frac{v_2}{v_1};$$

$$q_2 = 2,3RT_2 \lg \frac{v_3}{v_4}.$$

Сопоставляя эти соотношения после сокращения постоянных множителей, получаем

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2 \lg \frac{v_3}{v_4}}{T_1 \lg \frac{v_2}{v_1}}.$$

Для адиабат 2—3 и 4—1, согласно уравнению (5.24), можно записать

$$\frac{v_2}{v_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}};$$

$$\frac{v_3}{v_4} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

Так как правые части последних уравнений равны, то равны и левые части, т. е. $v_2/v_1 = v_3/v_4$ или $v_2/v_1 = v_3/v_4$.

С учетом этих равенств после сокращения на $\lg v_2/v_1 = \lg v_3/v_4$ в уравнении для к. п. д. цикла окончательно находим выражение термодинамического к. п. д. цикла Карно для теплового двигателя

$$\eta_c = 1 - T_2/T_1. \quad (6.3)$$

Аналогично из уравнения (6.2) можно получить и уравнение для холодильного коэффициента холодильной машины

$$\kappa_c = T_2/(T_1 - T_2). \quad (6.4)$$

Анализ уравнения (6.3) показывает, что термический к. п. д. теплового двигателя, работающего по циклу Карно, тем больше, чем меньше отношение абсолютных температур T_2/T_1 , т. е. чем выше температура нагревателя T_1 и чем меньше температура холодильника T_2 . Из соотношения (6.3) видно, что термический к. п. д. двигателя, работающего по циклу Карно, всегда меньше единицы. Он обращается в единицу только в двух практических недостижимых случаях: при $T_1 = \infty$ или при $T_2 = 0$. При равенстве этих температур $T_1 = T_2$ термический к. п. д. цикла Карно обращается в нуль

$$\eta_c = 1 - T_2/T_1 = 1 - 1 = 0.$$

Это значит, что для работы двигателя всегда всегда необходимо наличие разности температур $T_1 \neq T_2$. В тепловых двигателях в качестве наивысшей температуры цикла T_1 принимают температуру сгорания рабочей смеси, а низшей T_2 — температуру окружающего воздуха. Из теоремы Карно, доказательство которой в данном учебнике не приводится, следует важное положение, что термический к. п. д. любого обратимого цикла теплового двигателя не зависит ни от природы рабочего тела, ни от вида цикла, а зависит исключительно от отношения абсолютных температур нагревателя T_1 и холодильника T_2 .

Цикл Карно имеет для теплотехники важное значение. Он позволяет определить наивысшее возможное значение термического к. п. д. теплового двигателя, работающего между граничными температурами T_1 и T_2 . К. п. д. цикла Карно — как бы эталон, с которым можно сравнивать к. п. д. реально существующих двигателей и к значению которого стремятся приблизить к. п. д. реальных двигателей.

Действительно, если взять произвольный цикл $abed$ и вписать его в цикл Карно 12341 (рис. 6.4), то можно видеть, что подвод теплоты в рассматриваемом цикле только в точке a осуществляется при наивысшей температуре T_1 . Соответственно отвод теплоты в цикле $abed$ — только в точке c осуществляется при наивысшей температуре T_2 . Это значит, что средние температуры подвода и отвода теплоты в цикле $abed$ образуют меньший диапазон температур $T'_1 - T'_2$, чем в цикле Карно, т. е. к. п. д. обратимого цикла Карно 12341 больше к. п. д. обратимого цикла $abed$, работающего в том же диапазоне граничных температур.

Пример 6.1. Определить к. п. д. теплового двигателя, работающего по циклу Карно, если температура сгорания рабочей смеси — температура нагревателя $t_1 = 2000^\circ\text{C}$, а температура холодильника, т. е. температура окружающей среды t_2 , равна 25°C .

Решение. По уравнению (6.3) к. п. д. обратимого цикла Карно

$$\eta_c = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{t_2 + 273,2}{t_1 + 273,2} = 1 - \frac{25 + 273,2}{2000 + 273,2} = 0,87.$$

К. п. д. реальных тепловых двигателей при таких параметрах газа не превышает 40%.

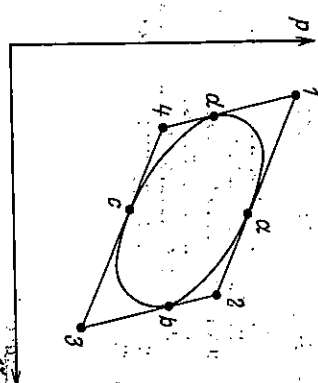


Рис. 6.4. Произвольный цикл и цикл Карно в координатах $p-v$

Контрольные вопросы

1. Что такое цикл теплового двигателя и холодильной машины?
2. Какие показатели являются качественной характеристикой теплового двигателя и холодильной машины? Как они определяются?
3. Из каких процессов состоит цикл Карно? Как определяется его к. п. д.?
4. Как показать, что цикл Карно имеет наивысший к. п. д. по сравнению с любыми другими циклами, работающими в том же диапазоне температур?

Глава 7

ВТОРОЕ НАЧАЛО ТЕРМОДИНАМИКИ

§ 1. Общая характеристика и формулировка второго начала термодинамики

Первое начало термодинамики, как было показано ранее, характеризует и описывает процессы превращения энергии с количественной стороны и дает все необходимое для составления энергетического баланса любой установки или процесса.

Второе начало термодинамики, являясь важнейшим законом природы, определяет направление, по которому протекает термодинамические процессы, устанавливает возможные пределы превращения теплоты в работу при круговых процессах, позволяет дать строгое определение таких понятий, как энтропия, температура и т. д. В этой связи второе начало термодинамики существенно дополняет первое начало термодинамики.

Исторически открытие второго начала термодинамики связано с анализом работы тепловых машин и доказательством С. Карно (1824 г.) теоремы о независимости их к. п. д., работающих по циклу Карно, от вида рабочего тела (см. гл. 6, § 2). Наряду с этим многолетняя практика установила определенные закономерности превращения теплоты в работу и работы в теплоту. Несомненное между превращением теплоты в работу и работы в теплоту приводит к односторонней направленности реальных процессов в природе, что и отражает физический смысл второго начала термодинамики в законе о существовании и возрастании в реальных процессах некой функции, называемой *энтропией*, определяющей *меру обесценения энергии*.

Очень часто в учебниках термодинамики второе начало преподают как объединенный принцип существования и возрастания энтропии.

Принцип существования энтропии формулируется как математическое выражение энтропии термодинамических систем в условиях обратимого течения процессов

$$dS_{\text{обр}} = \delta Q^*_{\text{обр}}/T. \quad (7.1)$$

Принцип возрастания энтропии сводится к утверждению, что энтропия изолированных систем неизменно возрастает при всяком изменении их состояния и остается постоянной лишь при обратимом течении процессов

$$dS_{\text{изол}} \geq 0.$$

Оба вывода о существовании и возрастании энтропии получаются на основе какого-либо постулата, отражающего необратимость реальных процессов в природе. Наиболее часто в доказательстве объединенного принципа существования и возрастания энтропии используют постулаты Р. Клаузиуса (1850 г.), В. Томсона — Кельвина (1851 г.), М. Планка (1926 г.) и др.

В действительности принципы существования и возрастания энтропии ничего общего не имеют. Физическое содержание: принцип существования энтропии характеризует термодинамические свойства систем, а принцип возрастания энтропии — наиболее вероятное течение реальных процессов. Математическое выражение принципа существования энтропии — равенство, а принципа возрастания — неравенство. Области применения: принцип существования энтропии и вытекающие из него следствия используют для изучения физических свойств веществ, а принцип возрастания энтропии — для суждения о наиболее вероятном течении физических явлений. Философское значение этих принципов также различно.

В связи с этим принципы существования и возрастания энтропии рассматриваются раздельно и математические выражения их для любых тел получаются на базе различных постулатов [1].

§ 2. Математическое выражение принципа существования энтропии и абсолютной температуры

Вывод о существовании абсолютной температуры T и энтропии S как термодинамических функций состояния любых тел и систем составляет основное содержание второго начала и распространяется на любые процессы — обратимые и необратимые. Это положение доказывается с помощью аппарата высшей математики.

Для идеального газа принцип существования энтропии может быть получен из первого начала термодинамики путем почленного деления слагаемых уравнения (4.32) на величину T

$$\frac{\delta q}{T} = \frac{\delta q^* + \delta q^{**}}{T} = \frac{c_v}{T} dT + \frac{p v}{T} \frac{dv}{v} = \frac{c_p}{T} dT - \frac{p v}{T} \frac{dp}{p}. \quad (7.2)$$

По уравнению Клапейрона $p v/T = R$, а по закону Джоуля-Темпелю для идеальных газов зависит только от температу-

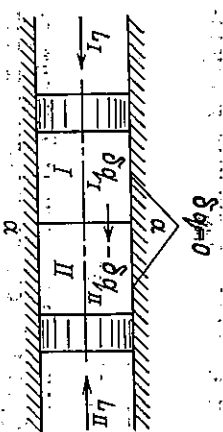
турь $c_p = c_p(T)$ и $c_v = c_v(T)$. Это значит, что в правой части уравнения (7.2) произошло так называемое разделение переменных, т. е. правые части уравнения (7.2) приведены к виду сумм полных дифференциалов, а это в свою очередь означает, что и левая часть уравнения (7.2), т. е. соотношение $\delta q/T$, — тоже полный дифференциал некоторой функции s , которая называется *энтропией* и для изменения которой используется символ полного дифференциала ds .

$$ds = \frac{\delta q}{T} = \frac{c_v(T)}{T} dT + R \frac{dv}{v} = \frac{c_p(T)}{T} dT - R \frac{dp}{p}$$

или после интегрирования этого уравнения имеем

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \frac{q_{1,2}}{T} = c_{mp} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{p_2}{p_1} = c_{mp} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad (7.3)$$

Значения средних теплоемкостей c_{mv} и c_{mp} в уравнении (7.3), строго говоря, должны определяться в зависимости от среднетемпературной температуры рассматриваемого процесса изменения состояния. Однако в практических расчетах значения этих теплоемкостей можно находить обычным путем (см. гл. 3, § 2), учитывая тот факт, что средний арифметическая температура в рассматриваемом процессе численно мало отличается от среднетемпературной в том же процессе.



Из уравнения (7.3) следует, что при подводе теплоты к телу, когда $q_{1,2} > 0$, разность энтропий положительна, т. е. $s_2 > s_1$, поскольку температура $T_m > 0$. Следовательно, энтропия тела при подводе теплоты увеличивается.

При отводе теплоты от тела, когда $q_{1,2} < 0$, разность энтропий $s_2 - s_1 < 0$, т. е. энтропия тела уменьшается.

При адиабатном процессе, когда $q_{1,2} = 0$, разность энтропий $s_2 - s_1 = 0$, т. е. энтропия тела в адиабатном процессе не изменяется. Такой процесс называется *изотропическим*, т. е. протекающим при постоянном значении энтропии. Докажем

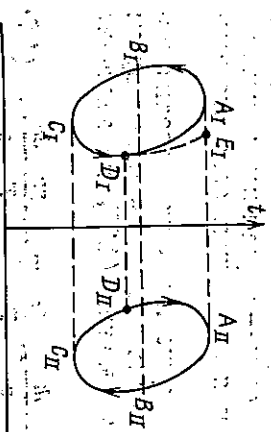


Рис. 7.1. Адиабатно изолированная система тел I и II, находящихся в тепловом равновесии

ство принципа существования энтропии для любых тел и систем может быть осуществлено по различным схемам.

Весьма несложным и вместе с тем строгим методом построения существования энтропии для реальных процессов может служить метод, предложенный проф. Н. И. Бетеховым в 1954 г. на базе использования теоремы теплового равновесия тел [1].

Теорема теплового равновесия тел гласит, что в равновесных круговых процессах двух термически сопряженных тел ($t_1 = t_2$) образующих адиабатно изолированную систему ($\delta q = \delta q_I + \delta q_{II} = 0$), оба тела возвращаются в исходное состояние одновременно.

Рассмотрим адиабатно изолированную систему тел I и II ($\delta q = \delta q_I + \delta q_{II} = 0$), когда тела находятся между собой в тепловом равновесии ($t_1 = t_2$). Пусть тело I — любое исследуемое тело, а тело II — контрольное, для которого уже установлен принцип существования энтропии (как, например, для идеального газа). Требуется доказать принцип существования энтропии для тела I, совершающего любые равновесные процессы — обратимые или необратимые (рис. 7.1), заданные любым контуром с точками A, B, C, D.

Тела I и II, находящиеся в тепловом равновесии, т. е. имеющие одну и ту же температуру ($t_1 = t_2 = t$), могут проходить различные пути изменения своего состояния, когда к ним извне подводится, или отводится работа l , l_I , а между телами через перегородку $a-a$ осуществляется обратимый теплообмен. Для тел I и II можно записать

$$t_I = t_{II} = t, \quad \delta q = \delta q_I + \delta q_{II} = 0.$$

Разделим левые части второго уравнения на любую функцию, зависящую от температуры, например $\tau = \tau(t)$. Для контрольного тела II, где в качестве рабочего тела используется идеальный газ, эта функция равна абсолютной температуре T .

$$\frac{\delta q_I}{\tau(t)} + \frac{\delta q_{II}}{\tau(t)} = \frac{\delta q_I}{\tau(t_I)} + \frac{\delta q_{II}}{\tau(t_{II})} = 0$$

Так как тела I и II возвращаются в исходное состояние одновременно, то левые части этого уравнения можно одновременно интегрировать по замкнутому контуру

$$\oint \frac{\delta q_I}{\tau(t_I)} + \oint \frac{\delta q_{II}}{\tau(t_{II})} = 0.$$

Второй интеграл по замкнутому контуру как интеграл функции состояния s_{II} равен нулю

$$\oint \frac{\delta q_{II}}{\tau(t_{II})} = \oint \frac{\delta q_{II}}{T_{II}} = \oint ds_{II} = s_B - s_B = 0.$$

Это значит, что и первый интеграл по замкнутому контуру также равен нулю

$$\oint \frac{\delta q_I}{\tau(t_I)} = 0.$$

Отсюда следует, что подынтегральное выражение интеграла есть полный дифференциал функции состояния тела I

$$\frac{\delta q_I}{\tau(t_I)} = ds_I.$$

Так как тело l по условию было любым телом, то полученный результат распространяется на все тела, находящиеся в тепловом равновесии,

$$\delta q = \tau(t) ds.$$

Функция $\tau(t)$, которая не зависит от вида тел, называется абсолютной температурой

$$\tau(t) = T.$$

Шкала T называется *абсолютной термодинамической температурной шкалой*. Эта же шкала температур с произвольным началом ее отсчета называется *практической термодинамической температурной шкалой*.

Принцип существования энтропии S и абсолютной температуры T характеризуется в общем случае уравнением

$$dS = \frac{\delta Q}{T} = \frac{\delta Q^* + \delta Q^{**}}{T} \quad (7.4)$$

или для 1 кг вещества

$$ds = \frac{\delta q}{T} = \frac{\delta q^* + \delta q^{**}}{T}.$$

Конечное изменение энтропии определяется равенством

$$\Delta s = s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = \int_1^2 \frac{\delta q^* + \delta q^{**}}{T}. \quad (7.5)$$

Принцип существования энтропии и абсолютной температуры приводит к целому ряду важных следствий в термодинамике, в частности к существованию энтропийных диаграмм $T-s$; $h-s$ для любых тел.

§ 3. Общие свойства энтропийных диаграмм

Диаграмма $T-S$

Энтропийными принято называть такие диаграммы, в которых по одной из осей координат откладываются значения удельной энтропии S , а по другой — любой другой параметр состояния, например абсолютная температура T или удельная энтальпия h , соответственно эти диаграммы так и называются, диаграммы $T-S$ или $h-S$. При этом за нуль энтропии условно принимают ее значение при температуре $0^\circ\text{C} = 273,15\text{ K}$ и давлении $0,1\text{ МПа}$.

Ценность диаграммы $T-S$ заключается прежде всего в том, что она дает возможность графически определить количество теплоты, сообщаемой телу или отводимой от тела. Количество теплоты, характеризующее термодинамический теплообмен, измеряется в координатах $T-S$ площадью между линией процесса $1-2$, ординатами, проведенными через точки 1 и 2, и

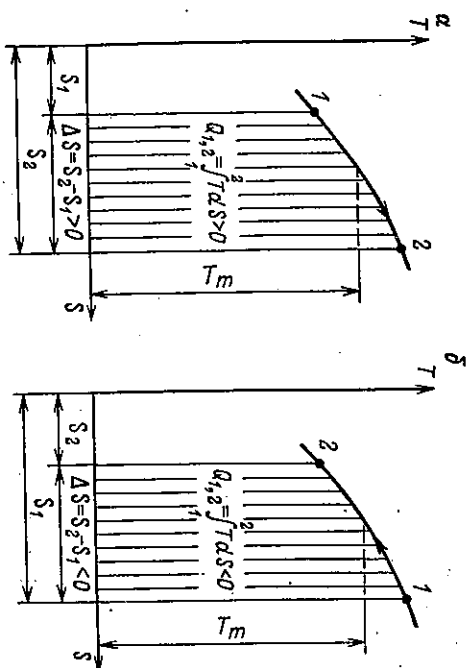


Рис. 7.2. Сообщение и отвод теплоты в термодинамических процессах

осью S (рис. 7.2). Знак теплообмена ($\delta Q = Tds$) определяется направлением изменения энтропии тела. Если процесс идет в сторону возрастания энтропии, т. е. слева направо в координатах $T-S$, то он характеризует подвод теплоты к телу ($\delta Q > 0$), рис. 7.2, а. Если процесс идет справа налево, т. е. в сторону уменьшения энтропии, то он характеризует отвод теплоты от тела ($\delta Q < 0$) (рис. 7.2, б).

На диаграмме $T-S$ изотермический и адиабатный процессы изображаются в виде прямых линий. Изотермический процесс идет параллельно оси абсцисс S , а адиабатный процесс — параллельно оси ординат (оси T), так как в адиабатном процессе изменение энтропии равно нулю, т. е. $S_2 - S = 0$. В частности, цикл Карно, как известно, состоящий из двух адиабат и двух изотерм (см. гл. 6, § 2), в координатах $T-S$ изображается в форме прямоугольника (рис. 7.3). Линия $1-2$ характеризует изотерму с температурой T_1 , где идет процесс расширения с подводом теплоты Q_1 . По уравнению (7.4) количество подведенной теплоты

$$Q_1 = \int_1^2 T ds = T_1 \int_1^2 ds = T_1 (S_2 - S_1), \quad (7.6)$$

т. е. количество подведенной теплоты равно площади прямоугольника $12ba1$ в координатах $T-S$ (см. рис. 7.3). Линии $2-3$ и $4-1$ — адиабаты (линии $2-3$ — процесс расширения, линии $4-1$ — процесс сжатия). Энтропия в этих процессах не изменяется. Линия $3-4$ — это изотерма с температурой T_2 , где происходит процесс сжатия в цикле Карно с отводом теп-

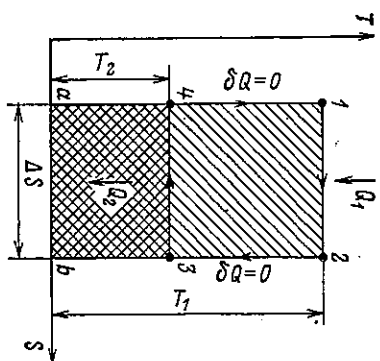


Рис. 7.3. Цикл Карно в координатах $T-S$

лоты Q_2 . Количество отводимой теплоты по уравнению (7.4)

$$Q_2 = \int_3^4 T dS = T_2 \int_3^4 dS = T_2 (S_4 - S_3), \quad (7.7)$$

т. е. количество отводимой теплоты равно площади прямоугольника $34ab\delta$ в координатах $T-S$.

Разность подведенной Q_1 и отведенной Q_2 теплоты определяет работу в цикле Карно, которая численно равна площади прямоугольника 12341 .

Из рис. 7.3 видно, что цикл Карно замыкается, т. е. точки 1 и 4 лежат на одной адиабате, если абсолютная температура в процессе подвода теплоты $S_2 - S_1$ равна абсолютной величине изменения энтропии в процессе отвода теплоты $S_4 - S_3$.

$$S_2 - S_1 = S_3 - S_4 = |\Delta S|.$$

Тогда абсолютное количество подведенной Q_1 и отведенной теплоты Q_2

$$|Q_1| = T_1 |\Delta S|;$$

$$|Q_2| = T_2 |\Delta S|;$$

работа

$$|L| = |Q_1| - |Q_2| = (T_1 - T_2) |\Delta S|.$$

Коэффициент полезного действия и холодильный коэффициент машин, работающих по циклу Карно, соответственно равны

$$\eta_c = 1 - \frac{|Q_2|}{|Q_1|} = 1 - \frac{T_2 |\Delta S|}{T_1 |\Delta S|} = 1 - \frac{T_2}{T_1}; \quad (7.8)$$

$$\chi_c = \frac{|Q_2|}{|L|} = \frac{T_2 |\Delta S|}{(T_1 - T_2) |\Delta S|} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}, \quad (7.9)$$

что аналогично ранее полученным соотношениям (6.3) и (6.4) для к. п. д. и холодильного коэффициента цикла Карно.

Коэффициент полезного действия η_c и холодильный коэффициент χ_c любого термодинамического цикла тепловых машин (рис. 7.4) определяются по уравнениям, аналогичным уравнениям (7.8) и (7.9) с той лишь разницей, что в эти уравнения должны

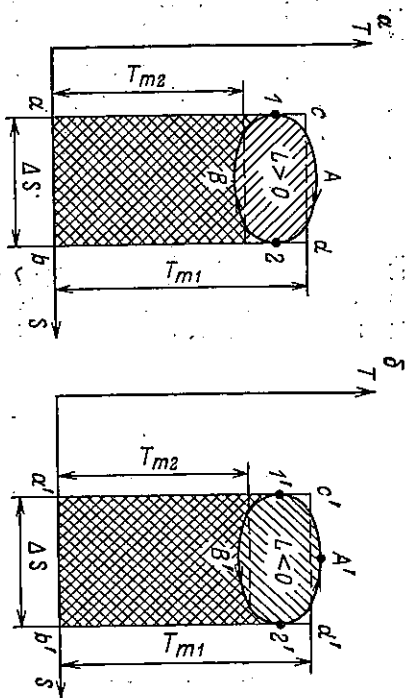


Рис. 7.4. Термодинамические циклы тепловых машин в координатах $T-S$: a — тепловой двигатель; b — холодильная машина

входить средние абсолютные температуры рабочего тела в процессах подвода T_{m1} и отвода T_{m2} теплоты. На рис. 7.4 линии $1-2$ и $1'-2'$ изображают произвольный процесс изменения состояния рабочего тела. Заменяя на рис. 7.4, а площадь $1A2a1$ равновеликой площадью прямоугольника $cdbs$, определяем среднюю температуру подвода теплоты T_{m1} . Аналогично рассуждая, можно определить и среднюю температуру отвода теплоты T_{m2} в тепловом двигателе. То же самое можно сделать и для определения средних температур подвода T_{m2} и отвода T_{m1} теплоты в холодильной машине (рис. 7.4, б).

Диаграмма $T-S$ широко используется для анализа и сопоставления термодинамических циклов тепловых машин.

§ 4. Математическое выражение принципа возрастания энтропии изолированных систем

Вывод о возрастании энтропии реальных тел основан всегда на каком-либо утверждении, что в природе имеются процессы с необратимым характером течения. Например, процессы саморазовольного теплообмена между телами, т. е. теплота всегда переходит только от тел более нагретых к телам менее нагретым, процессы превращения работы в теплоту, дроссельные процессы и т. д. В качестве исходного постулата второго начала термодинамики (принципа возрастания энтропии) можно принять утверждение, что работа может быть непосредственно и полностью превращена в теплоту путем трения или электронагрева, откуда следует, что теплота не может быть полностью превращена в работу (исключение возможности со-

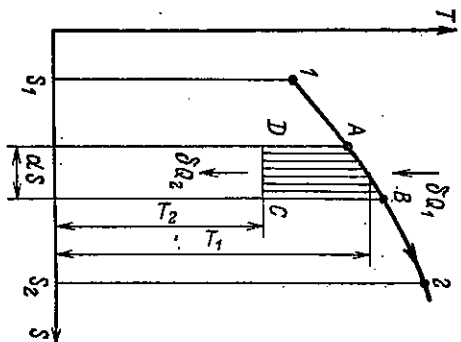


Рис. 7.5. Участок АВ пути 1—2 из-
менения состояния системы

Задания вечного двигателя
II рода)

$$\eta < 1. \quad (7.10)$$

Из постулата следует также, что к. п. д. всякого необратимого теплового двигателя и холодильный коэффициент не-обратимой холодильной машины, осуществляющих процессы при заданных температурах, всегда меньше к. п. д. и холодильного коэффициента обратной тепловой машины, осуществляющей процессы пре-вращения теплоты и работы между теми же внешними ис-точниками температур

$$\eta < \eta_i; \quad \chi < \chi_i. \quad (7.11)$$

Наиболее наглядный способ доказательства принципа возрастания эн-тропии — способ, основанный на исследовании круговых процессов тепловых машин.

Рассмотрим изменение состояния какой-либо термодинамической системы на пути 1—2 (рис. 7.5). Выделим на этом пути элементарный участок АВ, к выделенному реальному элементарному процессу АВ приписом элементар-ные участки обратных процессов ВС, CD и DA. Известно, что к. п. д. ре-ального теплового двигателя меньше его значения для обратимого ($\eta < \eta_i$). Тогда для кругового процесса ABCD реального теплового двигателя можно написать

$$\eta = 1 - \frac{T_2}{T_1} \geq \eta = 1 - \frac{|\delta Q_2^*|}{|\delta Q_1^*|}; \quad \frac{T_2}{T_1} \leq \frac{|\delta Q_2^*|}{|\delta Q_1^*|}. \quad (7.12)$$

Здесь и ниже знаки неравенства справедливы для реальных (необратимых) процессов, а знаки равенства — для обратимых процессов. Если учесть знаки теплообмена, т. е. считать теплоту, которая поглощается системой положи-тельной, а теплоту отдаваемую системой отрицательной, то выражение (7.12) записывается следующим образом:

$$\frac{\delta Q_1^*}{T_1} + \frac{\delta Q_2^*}{T_2} \leq 0. \quad (7.13)$$

Для обратимого участка CD можно записать

$$\frac{\delta Q_2^*}{T_2} = \left(\frac{\delta Q_2^*}{T_2} \right)_{\text{обр}} = dS_2.$$

По условию замыкания кругового процесса (см. § 3)

$$dS_1 + dS_2 = 0,$$

т. е. изменение энтропии осуществляется только на участках АВ реального и CD обратимого процессов и эти изменения численно одинаковы (см. рис. 7.5).

Сопоставляя два последних соотношения с уравнением (7.13), находим

$$\frac{\delta Q_1^*}{T_1} + \left(\frac{\delta Q_2^*}{T_2} \right)_{\text{обр}} = \frac{\delta Q_1^*}{T_1} + dS_2 = \frac{\delta Q_1^*}{T_1} - dS_1 \leq 0.$$

Отсюда следует

$$dS_1 \geq \frac{\delta Q_1^*}{T_1}. \quad (7.14)$$

Рассмотренный круговой процесс в равной мере может быть и циклом теплового двигателя или циклом холодильной машины, поэтому полученное соотношение (7.14) справедливо для любого участка рассматриваемых изме-нений состояния тел. Отсюда следует математическое выражение принципа возрастания энтропии

$$dS \geq \frac{\delta Q^*}{T}; \quad S_2 - S_1 \geq \int_1^2 \frac{\delta Q^*}{T}. \quad (7.15)$$

Сопоставляя выражения (7.5) и (7.15), для полного количества теплоты получаем

$$dS = \frac{\delta Q^* + \delta Q^{**}}{T} \geq \frac{\delta Q^*}{T}. \quad (7.16)$$

После исключения из обеих частей неравенства (7.16) одной и той же ве-личины $\delta Q^*/T$ находим

$$dS^{**} = \frac{\delta Q^{**}}{T} \geq 0. \quad (7.17)$$

Последнее неравенство свидетельствует о том, что внутренний теплооб-мен δQ^{**} имеет в реальных процессах неизменно положительный знак, т. е. реальная работа всегда меньше обратимой или реально полученная теплотой всегда меньше теплоты, переданной телу в обратимом процессе, и т. п.

Из математического выражения принципа возрастания энтропии [урав-нение (7.16)] для реальных процессов следует, что для изолированных си-стем, когда внешний теплообмен равен нулю ($\delta Q^* = 0$), энтропия неизменно возрастает

$$dS_{\text{изол}} > 0; \quad S_2 > S_1. \quad (7.18)$$

Согласно первому закону термодинамики, энергия изолиро-ванной системы не изменяется, но по мере протекания реаль-ных процессов в изолированной системе теплота переходит от тел более горячих к телам менее горячим. Это приводит к вы-равниванию температур между телами в этой системе, т. е. к состоянию, более равновесному, чем в начале процесса. Так будет продолжаться до тех пор, пока будет разность темпера-тур между телами. И это равновесное состояние должно соот-ветствовать максимуму энтропии системы.

Происходящие в изолированных системах явления увеличе-ния энтропии при протекании реальных процессов характеризуют как бы «деградацию» энергии и дали повод немецкому уче-ному Р. Клаузиусу высказать мысль о том, что все процессы,

происходящие во Вселенной, ввиду их односторонней направленности должны привести Вселенную в состояние теплового равновесия, когда все жизненные процессы должны полностью замереть. Такое состояние принято называть «тепловой смертью» Вселенной. Однако диалектический материализм убедительно доказывает несостоятельность заключения Р. Клаузиуса. Диалектический материализм учит, что Вселенная существует вечно и она бесконечна, поэтому все вопросы о начале и конце ее отпадают как совершенно беспредметные. Ошибка Клаузиуса состоит в том, что он распространил закономерности, полученные для изолированных систем, ограниченных в своих размерах, на бесконечную Вселенную. Вселенная не может рассматриваться как изолированная система, и поэтому полученные закономерности изолированных систем к ней не могут быть применены.

Материя, составляющая Вселенную, вечна, как вечно ее движение, которое может принимать самые разнообразные формы. Поэтому во Вселенной наряду с процессами, в которых энтропия возрастает, должны быть процессы, где она убывает, что и создает условия бесконечного существования Вселенной.

Контрольные вопросы

1. В чем состоит физический смысл второго закона термодинамики?
2. Что такое термодинамическая шкала абсолютных температур?
3. Как изображаются процессы подвода и отвода теплоты в энтропийных диаграммах?
4. Как изображается цикл Карно в координатах $T-s$? Показать на диаграмме количество подведенной, отведенной теплоты и работу в цикле.
5. Как показать, что внутренний теплообмен δq^{**} при $T > 0$ — всегда положительная величина.

Глава 8 СВОЙСТВА ЖИДКОСТЕЙ И ПАРОВ

§ 1. Процесс парообразования и его изображение в координатах $p-v$; $T-s$ и $h-s$

При анализе режимов работы тепловых установок часто приходится иметь дело с разного рода жидкостями и их парами: водой, аммиаком, фреоном, углекислотой и т. д.

Процесс парообразования для всех жидкостей одинаков и его можно проследить на примере воды.

Положим, что имеем 1 кг воды при температуре 0°C и удельном давлении p . Если при этом давлении ее удельный объем обозначить v_0 , то этому состоянию жидкости в системе

координат $p-v$ будет соответствовать точка a_0 с координатами p и v_0 (рис. 8.1). Если при постоянном давлении ($p = \text{const}$) жидкость нагревать, то, как показывает опыт, ее температура будет постепенно повышаться, а удельный объем расти. При этом с поверхности жидкости молекулы воды, имеющие большую, чем другие молекулы скорость, преодолевают силы молекулярного сцепления и вылетают в окружающее пространство. Идет процесс парообразования за счет испарения жидкости только с ее поверхности. Этот процесс тем интенсивнее, чем температура жидкости выше температуры окружающей среды при постоянном давлении.

В некоторый момент температура воды достигнет температуры кипения t_s (точка b). При кипении пар образуется во всей массе жидкости. Имеет меньшую плотность, чем жидкость, пузырьки пара устремляются к поверхности и начинается интенсивное испарение жидкости с сильным увеличением объема смеси. Таким образом, отрезок ab соответствует процессу нагревания жидкости при постоянном давлении от 0°C до температуры кипения t_s . Температуру кипения, при которой вода начинает превращаться в пар, называют *температурой насыщения*, а пар, образующийся при этом, — *влажным насыщенным паром*.

При дальнейшем подводе теплоты количество жидкой фазы уменьшается, а количество пара увеличивается. Температура смеси остается постоянной, так как вся подводимая теплота идет на испарение жидкой фазы. Этот процесс парообразования в координатах $p-v$ изображается линией $b'-c''$, которая одновременно является и изобарой, и изотермой. Следовательно, процесс парообразования на линии $b'-c''$ изобарно-изотермический.

При переходе смеси в состояние, характеризуемое на диаграмме точкой c'' , последняя капля воды переходит в пар, который называется уже *сухим насыщенным паром*. Следовательно, сухой насыщенный пар — это пар, полностью освобожденный от примесей воды. Все точки на линии $b'-c''$ характеризуют состояние влажного пара. Чем правее располагается точка на линии $b'-c''$, тем пар суше, и наоборот.

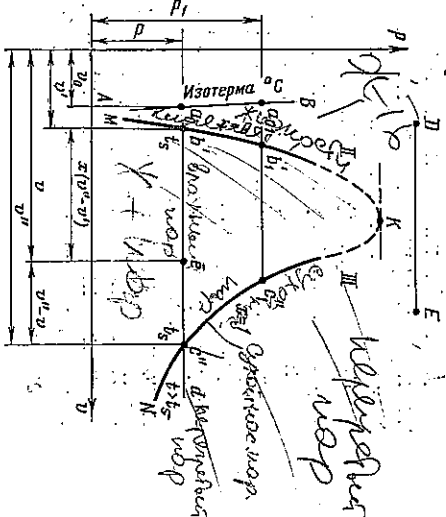


Рис. 8.1. Процесс парообразования в координатах $p-v$

Для обозначения величин, относящихся к различным состояниям, принята следующая индексация: величина с индексом «0» — относится к начальному состоянию воды при 0 °С и давлении p , величина с индексом' — к воде, нагретой до температуры кипения при давлении p , величина с индексом'' — к сухому насыщенному пару при давлении p ; величина с индексом x — к влажному насыщенному пару; величина без индекса — к перегретому пару.

Основной характеристикой насыщенного пара как двухфазовой системы является массовая концентрация сухого пара x — *паросодержание*, определяемая как отношение массы паровой фазы G'' к общей массе парожидкостной смеси G , или концентрации жидкости $(1-x)$ — *вагосодержание*, определяемая как отношение жидкой фазы G' к общей массе парожидкостной смеси G

$$x = \frac{G''}{G} = \frac{G''}{G' + G''} \quad (8.1)$$

или

$$1 - x = \frac{G'}{G} = \frac{G'}{G' + G''}.$$

Теплота, расходуемая на превращение 1 кг воды, предельно нагретой до температуры кипения, в пар той же температуры, называется *теплотой испарения* или *теплотой парообразования* и обозначается r .

При дальнейшем подводе теплоты при том же давлении p температура пара и его объем увеличиваются, происходит процесс перегрева пара (см. рис. 8.1, линия $c'd$). Точка d соответствует состоянию перегретого пара и в зависимости от температуры может находиться на разных расстояниях от точки c'' . Таким образом, перегретым называется пар, температура которого выше температуры сухого насыщенного пара ($t > t_s$) того же давления p .

Если рассмотреть процесс парообразования при другом давлении $p_1 > p$, то можно заметить следующие изменения. Точка d_{01} , соответствующая состоянию 1 кг жидкости при температуре 0 °С и новом давлении p_1 , остается на той же вертикали, так как вода практически несжимаема и ее удельный объем по-прежнему мало зависит от давления. Точка b'_1 , соответствующая состоянию 1 кг воды при температуре кипения, смещается вверх, так как с увеличением давления увеличивается температура кипения и, следовательно, удельный объем жидкости. Точка c'_1 , характеризующая состояние 1 кг сухого насыщенного пара, смещается влево, так как с увеличением давления уменьшается удельный объем пара, несмотря на повышение температуры.

При других начальных давлениях парообразования p_2, p_3 и т. д. получаем аналогично точкам $d_0, d_{01}, b', b'_1, c'', c'_1$ и другие точки $d_{02}, d_{03}, b'_2, b'_3, c'_2, c'_3$ и т. д.

Соединяя одноименные точки между собой, получаем линии AB, MK и NK . Линия AB характеризует значение удельных объемов жидкости при температуре 0 °С, линия MK — состояние кипющей жидкости, а линия KN — состояние сухого насыщенного пара. Таким образом, линия AB, MK и NK делит диаграмму на три области. Область, лежащая в криволинейном треугольнике MKN , соответствует влажному насыщенному пару (область насыщенения). Состоянию перегретого пара соответствует область, лежащая правее и над верхней пограничной кривой KN . Область, заключенная между линией AB и нижней пограничной кривой MK , характеризует жидкую фазу.

Удельный объем влажного насыщенного пара определяется следующим образом. 1 кг влажного насыщенного пара состоит из x сухого насыщенного пара и $(1-x)$ кг воды. Следовательно, объем сухого насыщенного пара в смеси равен xv'' м³, а объем воды $(1-x)v'$ м³. Отсюда удельный объем насыщенного пара

$$v_x = xv'' + (1-x)v' = v' + x(v'' - v'). \quad (8.2)$$

Если объемом жидкости v' в уравнении (8.2) пренебречь в силу того, что $v'' > v'$, то уравнение (8.2) примет вид

$$v_x \approx xv''.$$

Удельная энтальпия влажного пара h_x определяется так же, как для смеси пара и жидкости, по уравнению

$$h_x = xh'' + (1-x)h' = h' + x(h'' - h') = h' + xr, \quad (8.3)$$

где r — теплота парообразования, равная количеству теплоты, необходимой для превращения 1 кг воды, нагретой до температуры кипения при данном давлении, в сухой насыщенный пар той же температуры ($r = h'' - h'$).

Из диаграммы рис. 8.1 видно, что по мере увеличения давления разность удельных объемов $v'' - v'$ уменьшается и при некотором давлении становится равной нулю. В этой точке, называемой критической, сходятся пограничные кривые MK и NK . Состояние, соответствующее точке K , называется критическим. Оно характерно тем, что в точке K кипищая жидкость и сухой насыщенный пар имеют одинаковые параметры p_K, t_K и v_K , называемые критическими, т. е. в точке K жидкость и пар не отличаются по свойствам друг от друга. Для воды параметры критического состояния таковы: $p_K \approx 22,13$ МПа; $t_K = 374,15$ °С; $v_K = 0,00326$ м³/кг.

Если процесс парообразования протекает при давлениях, выше критических (например, по линии DE , рис. 8.1), то в этом

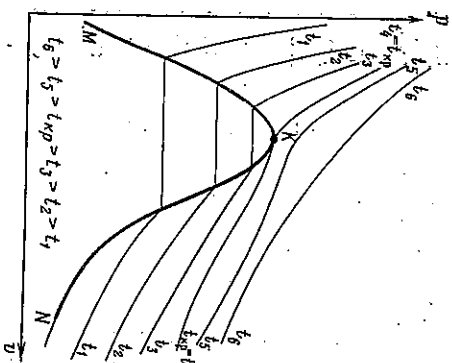


Рис. 8.2. Изотермы влажного и перегретого пара в координатах $p-v$

случае вода превращается в пар постепенно, без образования двухфазовой среды жидкость — пар.

На рис. 8.2 показаны изотермы влажного и перегретого пара в координатах $p-v$. Из диаграммы рис. 8.2 видно, что, если сжатие пара вести по изотермам с температурой меньшей, чем критическая температура ($t_1 < t_2 < t_3 < t_{kr}$), эти изотермы будут пересекать верхнюю и нижнюю пограничные кривые NK и MK . На горизонтальных участках в области косугольного треугольника MKN эти изотермы являются одновременно и изобарами.

Если сжатие вести по критической изотерме $t_4 = t_{kr}$, то она не пересечет пограничные кривые NK и MK , а только коснется их в критической точке K . Изотермы с температурой выше критической проходят выше точки K , имея здесь перегиб, который будет тем меньше, чем выше температура перегретого пара. При высоких температурах этот перегиб исчезает совсем и линия процесса сжатия принимает вид равноосной гиперболы — изотермы идеального газа, т. е. чем выше температура перегретого пара над уровнем критической температуры тела, тем больше газ по своим свойствам приближается к свойствам идеального газа. Из диаграммы рис. 8.2 видно, что сжатие любого газа при температурах, равных или выше критических, не дает возможности перевести газ в жидкое состояние.

Рассмотрим диаграмму $T-s$ водяного пара (рис. 8.3). Основные свойства этой диаграммы были описаны ранее. Диаграмма $T-s$ для воды строится по данным специальных таблиц, содержащих параметры T , s' и s'' , полученные на основании опытов и теоретических исследований. Так как энтропия воды в тройной точке, т. е. при $t = 0,01^\circ\text{C}$ ($T = 273,16\text{ K}$), принимается равной нулю, это состояние в диаграмме $T-s$ соответствует точке M . Откладывая для разных температур T значения s' и s'' , получим нижнюю ($x=0$) и верхнюю ($x=1$) пограничные кривые с критической точкой K , соединяющей их.

В области влажного насыщенного пара изобара совпадает с изотермой (см. рис. 8.2). Из точки M проведена изобара, соответствующая давлению в тройной точке p_0 . Область, заключенная в треугольнике MKN , будет характеризовать различные состояния влажного насыщенного пара. Область, лежащая ни-

же изобары тройной точки p_0 , соответствует состояниям смеси пар + лед. Состояния перегретого пара характеризуются областью, которая лежит правее и над линией $K-N$, а состояние воды — областью левее линии MK и над ней.

Процесс нагрева 1 кг воды от температуры $t = 0,01^\circ\text{C}$ (точка M) при давлении p_1 происходит сначала по изобаре $M-a'$, практически совпадающей с пограничной кривой $x=0$. Количество подведенной теплоты при этом характеризуется площадью $Ma'OM$ и в соответствии с первым законом термодинамики [см. уравнение (4.19)], процесс $p = \text{const}$ равно

$$q_{1,2} = h' - h_0 \approx h'; \quad h_0 = c_{pm} t = 0. \quad (8.4)$$

Процесс парообразования при давлении p_1 в области насыщения на диаграмме изображается линией $a'-a''$. Количество подведенной теплоты (в Дж/кг) определяется площадью $Ma'a''$ и по уравнению (4.19) (процесс $p = \text{const}$)

$$q_{1,2} = h'' - h' = r, \quad (8.5)$$

где r — теплота парообразования, равная количеству теплоты, необходимой для превращения 1 кг воды, нагретой до температуры кипения при данном давлении, в сухой насыщенный пар той же температуры T_s

$$r = T_s(s'' - s'). \quad (8.6)$$

Удельная энтропия влажного насыщенного пара s_x определяется уравнением

$$s_x = s' + \frac{xr}{T_s}, \quad (8.7)$$

при $x=0$, $s_x = s'$, а при $x=1$ уравнение (8.7) переходит в уравнение (8.6) $r = T_s(s'' - s')$.

Процесс перегрева пара соответствует на диаграмме рис. 8.3 при давлении p линии $a''-a$, а количество подведенной теплоты — площади $aa'a'$, причем количество теплоты для превращения сухого насыщенного пара в перегретый с температурой T можно определить по уравнению

$$q_{1,2} = c_{pm}(T - T_s), \quad (8.8)$$

где c_{pm} — средняя изобарная теплоемкость пара в интервале температур между T_s и T .

Удельная энтропия перегретого пара h равна количеству теплоты, которую надо подвести к сухому насыщенному пару массой 1 кг, чтобы при постоянном давлении довести его до температуры t

$$h = h'' + c_{pm}(t - t_s), \quad (8.9)$$

где h'' — удельная энтропия сухого насыщенного пара, Дж/кг; c_{pm} — средняя теплоемкость перегретого пара в интервале

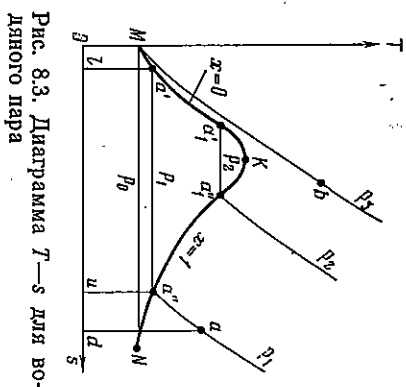


Рис. 8.3. Диаграмма $T-s$ для водяного пара

$t-t_s$, Дж/(кг·°C); t_s — температура сухого насыщенного пара, °C.

Таким образом, весь процесс получения перегретого пара при давлении p изображается ломаной линией $Ma'a'a$.

На диаграмме $T-s$ видно, что по мере повышения давления теплота преобразования r уменьшается и в критической точке K становится равной нулю $r_K=0$. При давлении выше критического процесс паробразования протекает по линии Mb , лежащей над пограничной кривой.

Если на диаграмме $T-s$ нанести линии изохор ($v=\text{const}$), то они будут располагаться круче, чем изобары. На диаграмме рис. 8.3 линии постоянных объемов отсутствуют.

Диаграмму $T-s$ обычно используют для проведения теоретических исследований. Для практических расчетов она используется редко, главным образом в силу того, что количества теплоты в ней выражаются площадями криволинейных фигур, вычислять которые затруднительно.

При проведении теплотехнических расчетов часто используют энтропийную диаграмму, в которой по оси ординат отложено значение удельной энthalпии h , а по оси абсцисс — удельная энтропия s (рис. 8.4). Так как энтропия и энthalпия воды в тройной точке принимаются равными нулю, то это состояние в диаграмме $h-s$ соответствует началу координат. Линия OM характеризует изобару тройной точки ($p=610$ Па). Область, ограниченная линией OM и криволинейным треугольником, соответствует различным состояниям влажного насыщенного пара. Изобары (они же изотермы) в области насыщенного пара делятся пучком прямых линий, начинающихся на нижней линии, пограничной кривой ($x=0$), и заканчивающихся на верхней ($x=1$). Чем выше давление, тем выше лежит соответствующая кривая. Критическая изобара на диаграмме располагается наиболее круто. Отсюда и следует, что критическая точка K , разделяющая пограничные кривые $x=0$ и $x=1$, лежит на левом склоне криволинейного треугольника, а не на вершине его, как это было в координатах $p-v$ и $T-s$.

Область диаграммы, лежащая ниже изобары тройной точки p_0 , характеризует состояние смеси пар + лед и обычно редко используется на практике. Область перегретого пара располагается над верхней пограничной кривой, состояние воды соответствует точкам, лежащим над нижней пограничной кривой.

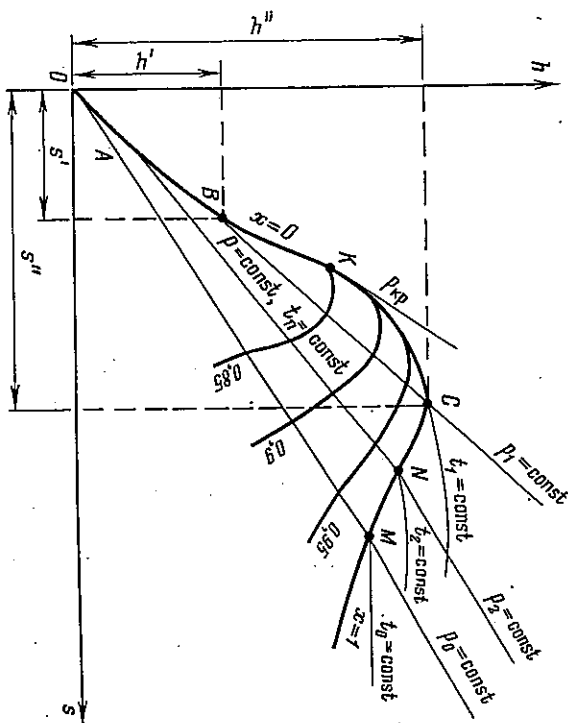


Рис. 8.4. Диаграмма $h-s$ водяного пара

Состояние влажного насыщенного пара определяется давлением p и паросохранением x . Точки, характеризующие это состояние, определяются пересечением изобар и линии $x=\text{const}$. Линии $x=\text{const}$ получаются делением каждой изобары в области насыщенного пара на одинаковое число частей с последующим соединением соответствующих точек.

Изобары и изотермы, совпадающие в области насыщенного пара, при входе в область перегретого пара расходятся и при этом изобары располагаются выше изотерм. В области перегретого пара изотермы поднимаются слева направо, но не так сильно, как изобары. Наклон их уменьшается по мере удаления от пограничной кривой $x=1$, асимптотически приближаясь к горизонтали.

На диаграмме $h-s$ водяного пара наносятся также линии постоянного объема $v=\text{const}$ — изохоры. Изохоры идут несколько круче, чем изобары (на рис. 8.4 они не показаны). Большим достоинством диаграммы $h-s$ является то, что количество теплоты и работа в ней изображаются отрезками — разностью ординат конечной и начальной точек процесса. Эти свойства диаграммы и обеспечили ей широкое распространение на практике. Для практических целей диаграмма $h-s$ выполняется не для всей области насыщенения, а только для части ее вблизи верхней пограничной кривой, что позволяет увеличить масштаб диаграммы и нанести подробную сеть изобар, изотерм и кривых постоянной сухости $x=\text{const}$.

Таблица 8.1

Параметры сухого насыщенного пара и воды в зависимости от давления на кривой насыщения

p , МПа	t_s , °C	v' , м³/кг	v'' , м³/кг	ρ'' , кг/м³	h' , кДж/кг	h'' , кДж/кг	g , кДж/кг	s' , кДж/(кг·К)	s'' , кДж/(кг·К)
0,001	6,94	0,0010001	130,0	0,0077	29,18	2513,4	2484,20	1053,8	975,1
0,002	17,49	0,001001	67,24	0,01487	73,40	2533,4	2459,70	2603,8	722,7
0,003	24,08	0,001003	45,77	0,02185	100,9	2546,3	2444,40	3547,8	578,4
0,005	32,89	0,001005	28,24	0,03541	137,8	2560,9	2423,10	4764,8	394,3
0,01	45,82	0,00101	14,70	0,06805	191,8	2583,9	2392,10	6496,8	149,4
0,02	60,08	0,00102	7,652	0,1307	261,5	2609,2	2357,70	8324,7	907,5
0,04	75,87	0,00103	3,999	0,2501	317,6	2636,3	2318,71	10261,7	671,0
0,08	93,50	0,00104	2,089	0,4787	391,8	2665,3	2273,51	12331,7	434,2
0,10	99,62	0,00104	1,696	0,5896	417,5	2674,9	2257,51	13026,7	357,9
0,14	109,3	0,00105	1,237	0,8083	458,4	2690,1	2231,71	14109,7	246,0
0,20	120,2	0,00106	0,8860	1,129	504,7	2706,8	2202,01	15306,7	127,9
0,26	128,7	0,00107	0,6929	1,443	541,2	2718,9	2177,71	16213,7	9,399
0,30	133,5	0,00107	0,6055	1,652	561,7	2725,5	2163,91	16716,6	9,222
0,4	143,8	0,00108	0,4623	2,163	604,6	2738,7	2134,11	17766,6	8,969
0,5	151,8	0,00109	0,3749	2,667	640,1	2748,8	2108,71	18605,6	8,921
1	179,9	0,00113	0,1945	5,143	762,4	2777,8	2015,32	13836,6	5,867
2	212,4	0,00118	0,0996	10,04	908,6	2799,2	1890,72	4471,6	3,411
4	250,3	0,00125	0,0498	20,09	1087,5	2800,6	1713,22	7955,6	0,689
8	295,3	0,00138	0,0235	42,52	1317,3	2758,6	1441,23	20795,4	744,8
16	347,3	0,0017	0,0093	107,3	1649,6	2581,7	932,13	756,5	247,8
22	373,7	0,0027	0,0038	265	2009,7	2195,6	185,9	4,294	4,5815

Параметры критической точки: Давление $p_{кр} = 22,1$ МПа, температура $t_{кр} = 374,15$ °C, удельный объем $v_{кр} = 0,00326$ м³/кг.

Параметры жидкости, сухого насыщенного или перегретого пара находят обычно по специальным таблицам, где приводятся значения v' , v'' , h' , h'' , s' , s'' , вычисленные на основе опытов и теоретических исследований. Обычно эти данные (табл. 8.1) приводятся в зависимости от давления или от температуры. С помощью таблиц проводятся теплотехнические расчеты, определяются состояние пара в зависимости от его параметров, строятся соответствующие диаграммы и т. п.

Пример 8.1. Определить, каково состояние водяного пара — влажный ли он, сух или перегрет, если его состояние характеризуется следующими параметрами: 1. $p = 0,5$ МПа и $v = 0,22$ м³/кг; 2. $p = 1$ МПа и $t = 200$ °C; 3. $p = 2$ МПа и $t = 212,4$ °C.

Решение. 1. Так как давлению $p = 0,5$ МПа соответствует удельный объем насыщенного пара $v'' = 0,3749$ м³/кг (табл. 8.1), что больше $v = 0,22$ м³/кг, то очевидно, что пар с объемом $v = 0,22$ м³/кг является влажным, а степень его сухости приближенно можно оценить через соотношение этих объемов

$$x = \frac{v''}{v' - v''} = \frac{0,22}{0,3749 - 0,22} \approx 0,56$$

2. Давлению $p = 1$ МПа соответствует температура насыщения пара $t_s = 179,9$ °C. Так как в данном случае пар имеет температуру 200 °C, он перегрет на $200 - 179,9 = 20,1$ °C.

3. Так как давлению $p = 2$ МПа соответствует температура насыщения 212,4 °C (табл. 8.1), то данный пар насыщенный. Определить сухой или влажный пар в данном случае нельзя, так как переменные p и t_s не характеризуют состояние насыщенного пара.

Пример 8.2. Определить состояние водяного пара с давлением 1 МПа, если на его получение из воды при температуре 0 °C при постоянном давлении затрачено 2680 кДж/кг теплоты.

Решение. Из табл. 8.1 видно, что при давлении пара $p = 1,0$ МПа, эн-талия сухого насыщенного пара $h'' = 2777,8$ кДж/кг, что больше $h = 2680$ кДж/кг. Следовательно, пар влажный. Степень его сухости можно определить по уравнению (8.3)

$$h_x = h' + xh'',$$

$$x = \frac{h_x - h'}{h'' - h'} = \frac{2680 - 762,4}{2015,3} = \frac{1917,6}{2015,3} = 0,95.$$

откуда

$$v_x = \frac{v''}{x} = \frac{1,5}{0,95} = \frac{1,5}{13} = 0,1154 \text{ м³/кг.}$$

Пример 8.3. В резервуаре объемом 1,5 м³ содержится 5 кг воды и 8 кг сухого пара. Каково давление в резервуаре?

Решение. Удельный объем смеси

$$x = \frac{G''}{G' + G''} = \frac{G''}{G} = \frac{8}{13} = 0,615.$$

Степень сухости пара

Из уравнения (8.2), пренебрегая объемом воды v' ввиду его малости по сравнению с объемом пара v'' , имеем

$$v_x = v' + x(v'' - v') \approx xv'',$$

откуда

$$v'' = \frac{v_x}{x} = \frac{0,1154}{0,615} = 0,1876 \text{ м³/кг.}$$

По данным табл. 8.1, этому объему сухого насыщенного пара должно соответствовать давление свыше 1 МПа. Точное значение давления может быть найдено интерполированием.

Пример 8.4. Определить массу и эн-талию 0,6 м³ пара влажностью $y = 1 - x = 0,2$ при давлении $p = 0,3$ МПа.

Решение. По табл. 8.1 объем сухого насыщенного пара $v'' = 0,6055$ м³/кг. Удельный объем данного пара можно определить по уравнению (8.2)

$$v_x \approx xv'' = (1 - 0,2) \cdot 0,6055 = 0,4844 \text{ м³/кг.}$$

а его массу

$$G = \frac{V}{v_x} = \frac{0,6}{0,4844} = 1,24 \text{ кг.}$$

Теплоудержание пара массой $G = 1,24$ кг в соответствии с уравнением (8.3)

$$H = Gh_x = G(h' + xv'') = 1,24(561,7 + 0,8 \cdot 2163,9) = 2843,1 \text{ кДж.}$$

§ 2. Процессы изменения состояния водяного пара и изображение их в диаграммах

В термодинамике, в разделе паров, обычно рассматривают четыре основных процесса: изохорный ($v = \text{const}$), изобарный ($p = \text{const}$), изотермический ($t = \text{const}$), адиабатный ($\delta q = 0$).

Расчет термодинамических процессов паров осуществляется либо аналитическим методом с использованием данных таблиц и соответствующих формул термодинамики для определения работ, количества подведенной или отведенной теплоты, либо графическим методом с помощью диаграмм $p-v$; $T-s$; $h-s$.

При расчете паровых процессов могут встретиться три случая: процесс протекает полностью в области насыщения, процесс протекает полностью в области перегрева, процесс протекает частично в области насыщения, частично в области перегрева, т. е. характерной особенностью термодинамических процессов водяного пара является то, что пар в ходе процесса может переходить из одного состояния в другое, например из перегретого во влажный насыщенный пар, или наоборот. Поэтому расчет паровых процессов с помощью соответствующих диаграмм удобен прежде всего в силу того, что на диаграмме легко установить, происходит ли изменение состояния пара.

При расчете процессов с помощью диаграмм используют иногда и аналитические соотношения, например, в том случае, когда необходимо вычислить работу или изменение внутренней энергии.

Рассмотрим основные термодинамические процессы.

Изохорный процесс ($v = \text{const}$). В координатах $p-v$ изохорному процессу соответствует отрезок вертикальной линии 1—2 (рис. 8.5, а), а в координатах $T-s$ (рис. 8.5, б) — кривая, направленная в области насыщенного пара выпуклостью

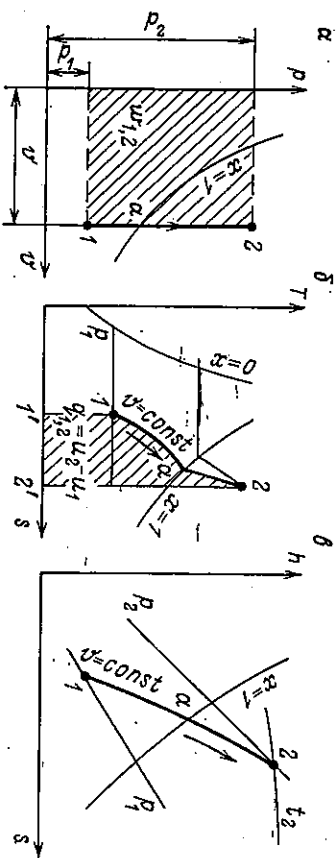


Рис. 8.5. Изохоры пара в координатах $p-v$ (а), $T-s$ (б) и $h-s$ (в)

вверх (отрезок 1—а), а в области перегретого пара выпуклостью вниз (отрезок а—2). В координатах $h-s$ изохора как насыщенного, так и перегретого пара близка к наклонной прямой линии, причем изохоры располагаются здесь круче изобар, проходящих через те же точки процесса. На всех диаграммах точка а во всех случаях характеризует переход из области насыщенного пара в область перегретого пара. Из диаграммы рис. 8.5 видно, как при нагревании пара при постоянном объеме он может быть переведен в сухой насыщенный пар и затем в перегретый.

Термодинамическая работа в этом процессе [(см. соотношение (1.10)] как работа изменения объема равна нулю, $l_{1,2} = 0$. Потенциальная работа в этом процессе как работа изменения давления [(см. соотношение (1.16)] $w_{1,2} = v(p_1 - p_2)$.

Количество подведенной и отведенной теплоты определяется из уравнения первого начала термодинамики [(см. соотношение (4.11)]:

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + l_{1,2} = u_2 - u_1.$$

Так как процесс 1—2 в координатах $T-s$ и $h-s$ направлен слева направо, т. е. в сторону возрастания энтропии, он характеризует подвод теплоты и количество подведенной теплоты в координатах $T-s$ численно равно площади 122'1' под линией процесса 1—2 ($q_{1,2} = u_2 - u_1$). Из диаграмм $T-s$ и $h-s$ хорошо видно, что при охлаждении пара в изохорном процессе он не может быть полностью переведен в жидкость, потому что изохора в рассматриваемых координатах не пересекает нижнюю поранную линию $x=0$, которая проходит значительно левее линии процесса 1—2.

Пример 8.5. С помощью диаграмм $h-s$ определить конечную температуру, термодинамическую и потенциальную работу процесса, если пар массой 10 кг при начальных параметрах $p_1 = 3,0$ МПа и $t_1 = 350^\circ\text{C}$ расширяется при изохорном процессе до давления $p_2 = 2$ МПа. Определить также теплоту и количество теплоты, отводимой в процессе расширения.

Решение. 1. По диаграмме $h-s$ при начальных параметрах пара $p_1 = 3,0$ МПа, $t_1 = 350^\circ\text{C}$ находим начальную точку процесса 1 на линиях пересечения изобары и изотермы. Для этой точки параметры таковы: $h_1 = 3110$ кДж/кг, $v_1 = 0,09$ м³/кг, $u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 3110 - 3 \cdot 10^6 \cdot 0,09 = 2,84 \times 10^6$ Дж/кг = 2,84 МДж/кг.

2. Из точки 1 по изохоре $v = 0,09$ м³/кг спускаемся вниз до пересечения изохоры с изобарой $p_2 = 2$ МПа (точка 2). В точке параметры таковы: $u_2 = v_1 = 0,09$ м³/кг, $h_2 = 2680$ кДж/кг, $u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 2680 - 2 \cdot 10^6 \cdot 0,09 = 2,5 \cdot 10^6$ Дж/кг = 2,5 МДж/кг, $x_2 = 0,94$, т. е. пар в конечном состоянии влажный и его степень сухости составляет 94%.

3. Количество отводимой теплоты

$$Q_{1,2} = G(u_2 - u_1) = 10(2,5 - 2,84) = -3,4 \text{ МДж.}$$

Знак минус указывает на то, что теплота в процессе 1—2 отводится.

4. Термодинамическая работа в этом процессе равна нулю

$$L_{1,2} = Gp(v_2 - v_1) = 0.$$

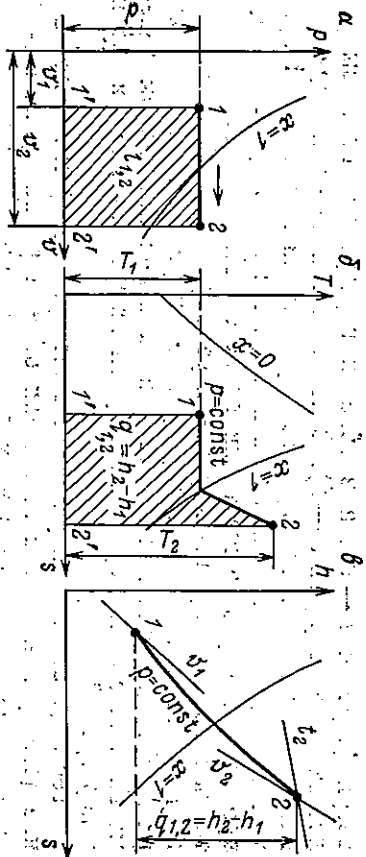


Рис. 8.6. Изобары пара в координатах $p-v$ (а); $T-s$ (б) и $h-s$ (в)

5. Потенциальная работа или работа изменения давления

$$W_{1,2} = V(p_1 - p_2) = Gv(p_1 - p_2) = 10 \cdot 0,09(3 - 2) = 0,9 \text{ МДж.}$$

Изобарный процесс ($p = \text{const}$). В координатах $p-v$ (рис. 8.6) процесс $p = \text{const}$ соответствует отрезку горизонтальной линии как в области влажного, так и в области перегретого пара. В координатах $T-s$ этот же процесс в области насыщения изображается горизонтальной линией, потому что для насыщенного пара $p = \text{const}$ одновременно и $T = \text{const}$, т. е. в области насыщенного пара изобарный процесс одновременно является и изотермическим процессом. В области перегретого пара процесс изображается кривой, поднимающейся вверх. В координатах $h-s$ изобаре соответствует кривая, поднимающаяся вверх и направленная выпуклостью вниз.

Параметры состояния, работа и количество теплоты в этом процессе определяются следующим образом. При заданных исходных данных находим, например, на диаграмме $h-s$ начальную и конечную точки процесса 1—2. По этим точкам находим значения $h_1, h_2, s_1, s_2, v_1, v_2$. Количество теплоты, подведенной или отведенной в процессе 1—2, удобно находить по уравнению (4.23), используя диаграмму $h-s$,

$$q_{1,2} = h_2 - h_1.$$

В координатах $T-s$ это количество теплоты определяется площадью $1'122'$ под линией процесса 1—2. Если процесс идет в сторону возрастания энтропии, то теплота подводится, если в сторону уменьшения энтропии — теплота отводится.

Термодинамическая работа в изобарном процессе изображается площадью $1'122'$ в координатах $p-v$ и вычисляется по уравнению

$$W_{1,2} = p(v_2 - v_1).$$

Потенциальная работа в этом процессе как работа изменения давления равна нулю

$$W_{1,2} = 0, \text{ так как } p = \text{const.}$$

Изменение внутренней энергии $u_2 - u_1$ можно подсчитать, используя уравнение (4.16) $h = u + pv$, записанного для начальной и конечной точке процесса ($p = \text{const}$)

$$u_1 = h_1 - pv_1;$$

$$u_2 = h_2 - pv_2,$$

отсюда

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1).$$

Пример 8.6. Пар массой $G = 10$ кг со степенью сухости $x = 0,90$ при давлении $p = 1$ МПа подогревается в процессе $p = \text{const}$ до температуры 300°C . Определить начальные и конечные параметры пара, количество подведенной теплоты в процессе, термодинамическую работу и изменение внутренней энергии. Задачу решить с помощью диаграммы $h-s$.

Решение. 1. Из диаграммы $h-s$ начальная точка процесса, найденная при пересечении линии $p = 1$ МПа и $x = 0,90$, характеризуется следующими данными:

2. Точку 2 находим как точку пересечения изобары $p = 1$ МПа и изотермы $t = 300^\circ\text{C}$. Она характеризуется следующими данными: $h_2 = 3050$ кДж/кг, $s_2 = 7,14$ кДж/(кг·К), $v_2 = 0,27$ м³/кг.

3. Количество подведенной теплоты в процессе

$$Q_{1,2} = Gq_{1,2} = G(h_2 - h_1) = 10(3050 - 2570) = 4800 \text{ кДж} = 4,8 \text{ МДж.}$$

4. Термодинамическая работа расширения

$$L_{1,2} = G l_{1,2} = G p(v_2 - v_1) = 10 \cdot 1 \cdot 10^5(0,27 - 0,18) = 0,9 \text{ МДж.}$$

5. Изменение удельной внутренней энергии пара

$$u_2 - u_1 = h_2 - h_1 - p(v_2 - v_1) = 3,05 - 2,57 - 1(0,27 - 0,18) = 0,39 \text{ МДж/кг.}$$

При этом внутренняя энергия в точке 1 составляет величину

$$u_1 = h_1 - pv_1 = 2570 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5 \cdot 0,18 = 2390 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 2,39 \text{ МДж/кг,}$$

а в точке 2

$$u_2 = h_2 - pv_2 = 3050 \cdot 10^3 - 1 \cdot 10^5 \cdot 0,27 = 2,78 \text{ МДж/кг.}$$

Изотермический процесс ($t = \text{const}$). В координатах $p-v$ (рис. 8.7) процесс $t = \text{const}$ в области насыщенного пара изображается отрезком горизонтальной линии, так как для насыщенного пара изотермический процесс ($t = \text{const}$) одновременно и изобарный ($p = \text{const}$), а в области перегретого пара этот процесс изображается гиперболической кривой. Площадь под линией процесса характеризует термодинамическую работу

$l_{1,2}$.

В координатах $T-s$ процесс изображается отрезком горизонтальной линии. Площадь под линией процесса $1'122'$ определяет количество теплоты, подводимой в процессе,

$$q_{1,2} = T(s_2 - s_1).$$

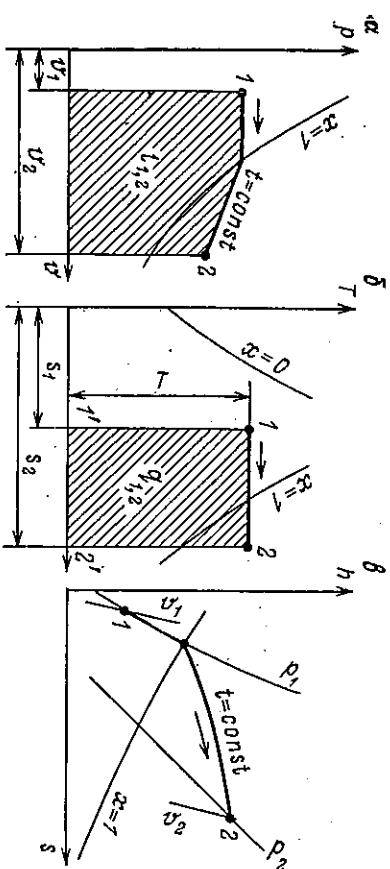


Рис. 8.7. Изотермы пара в координатах $p-v$ (а), $T-s$ (б) и $h-s$ (в)

В координатах $h-s$ процесс в области насыщенного пара изображается наклонной прямой, которая одновременно является и изобарой, а в области перегретого пара — кривой, направленной выпуклостью вверх, поднимающейся слева направо, асимптотически приближаясь к горизонтальной.

Исследование изотермического процесса удобно вести с помощью диаграммы $h-s$. Расчеты начинаются с определения параметров пара в начальной и конечной точках процесса.

Пример 8.7. Пар с температурой 200°C расширяется изотермически от давления $0,5$ до $0,1$ МПа. Определить количество теплоты, сообщаемое пару, изменение внутренней энергии и работу расширения.

Решение. 1. Из диаграммы $h-s$ находим параметры начальной и конечной точек процесса $h_1=2880$ кДж/кг, $v_1=0,43$ м³/кг, $s_1=7,05$ кДж/(кг·К), $h_2=2875$ кДж/кг, $v_2=2,2$ м³/кг, $s_2=7,84$ кДж/(кг·К). 2. Внутренняя энергия в точках 1 и 2 определяется уравнением (4.16)

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 2880 \cdot 10^3 - 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,43 = 2635 \text{ МДж/кг},$$

$$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 2875 \cdot 10^3 - 0,1 \cdot 10^6 \cdot 2,2 = 2655 \text{ МДж/кг}.$$

3. Изменение внутренней энергии в процессе

$$u_2 - u_1 = 2655 - 2635 = 0,020 \text{ МДж/кг} = 20 \text{ кДж/кг}.$$

4. Количество подведенной теплоты в процессе

$$q_{1,2} = T(s_2 - s_1) = 473,2(7,84 - 7,05) = 373,8 \text{ кДж/кг}.$$

5. Работа расширения определяется с помощью уравнения первого начала термодинамики $q_{1,2} = u_2 - u_1 + l_{1,2}$, откуда

$$l_{1,2} = q_{1,2} - (u_2 - u_1) = 373,8 - 20 = 353,8 \text{ кДж/кг}.$$

Адиабатный процесс ($\delta q = 0$). Как известно, в равновесном адиабатном процессе энтропия остается неизменной $s_1 = s_2 = \text{const}$, что дает основание строить эти процессы в энтропийных диаграммах как отрезки вертикальных линий (рис. 8.8).

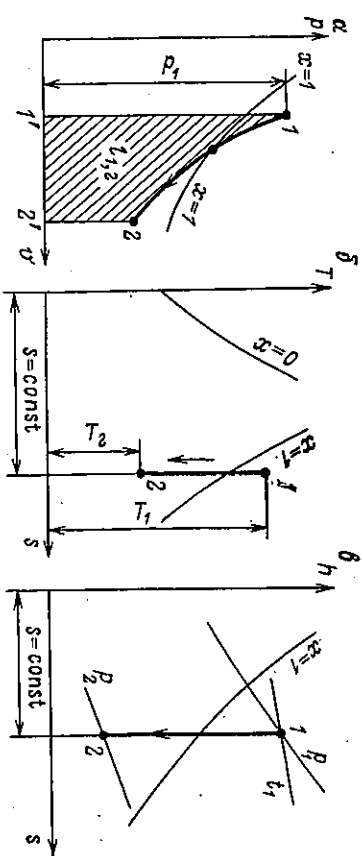


Рис. 8.8. Адиабаты пара в координатах $p-v$ (а), $T-s$ (б) и $h-s$ (в)

Адиабата в координатах $p-v$ может строиться по уравнению $p v^k = \text{const}$. Численные значения показателя процесса k для перегретого и насыщенного пара различны. В расчетах приближенно можно принять: для перегретого пара $k \approx 1,3$, а для насыщенного пара $k \approx 1,14$.

Из приведенных диаграмм хорошо видно, что при адиабатном расширении перегретого пара перегрев его уменьшается, пар становится влажным, частично конденсируясь.

Исследование адиабатного процесса удобно вести с помощью диаграммы $h-s$, определив вначале параметры пара в начальной и конечной точках процесса.

Пример 8.8. Перегретый пар адиабатно расширяется с давления $p_1 = 0,5$ МПа и температуры $t_1 = 250^\circ\text{C}$ до давления $p_2 = 0,05$ МПа. Определить с помощью диаграммы $h-s$ параметры пара в начальной и конечной точках процесса, работу расширения, изменение внутренней энергии.

Решение. 1. По диаграмме $h-s$ параметры начальной и конечной точек процесса характеризуются следующими данными: $h_1 = 2960$ кДж/кг, $v_1 = 0,48$ м³/кг, $s_1 = 7,28$ кДж/(кг·К), $h_2 = 2525$ кДж/кг, $v_2 = 3,5$ м³/кг, $x = 0,95$, $s_2 = s_1 = 7,28$ кДж/(кг·К).

2. Подводимая или отводимая теплота в адиабатном процессе $q_{1,2} = 0$.

3. Внутренняя энергия в точках 1 и 2 процесса

$$u_1 = h_1 - p_1 v_1 = 2960 \cdot 10^3 - 0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,48 = 272 \cdot 10^3 \text{ Дж/кг} = 272 \text{ МДж/кг},$$

$$u_2 = h_2 - p_2 v_2 = 2525 \cdot 10^3 - 0,05 \cdot 10^6 \cdot 3,5 = 2,35 \cdot 10^6 \text{ Дж/кг} = 2,35 \text{ МДж/кг}.$$

4. Удельная термодинамическая работа или работа изменения объема определяется по уравнению первого начала термодинамики (4.11)

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 + l_{1,2},$$

так как $q_{1,2} = 0$, то

$$l_{1,2} = u_1 - u_2 = 2,72 - 2,35 = 0,37 \text{ МДж/кг}.$$

5. Удельная потенциальная работа или работа изменения давления определяется по уравнению первого начала термодинамики (4.19).

$$q_{1,2} = h_2 - h_1 + w_{1,2},$$

откуда при условии, что $q_{1,2} = 0$, находим

$$w_{1,2} = h_1 - h_2 = 2960 - 2525 = 435 \text{ кДж/кг.}$$

Контрольные вопросы

1. Что такое влажный и сухой насыщенный пар? Каковы его основные характеристики?
2. Что называется теплотой парообразования? Как она определяется?
3. Как изображаются процессы парообразования в координатах $p-v$; $T-s$; $h-s$?
4. Как изображаются изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный процессы в координатах $p-v$; $T-s$; $h-s$?

Глава 9

ИСТЕЧЕНИЕ ГАЗОВ И ПАРОВ

§ 1. Общие понятия и соотношения.

Истечение паров и газов через суживающиеся сопла.

Изучение вопроса об истечении газов и паров имеет огромное значение для решения большого числа технических задач. В частности, процессы, совершающиеся в паровых и газовых турбинах, центробежных и осевых компрессорах, связанных с перемещением газа или пара из области одного давления в область другого давления, сопровождающиеся различными преобразованиями энергии. Процессы истечения газов и паров обычно сопровождаются быстрыми изменениями параметров состояния вещества, в результате чего необратимые потери достигают заметных величин.

На практике, все реальные процессы истечения от исходного состояния p_1, v_1 или p_1, h_1 до заданного конечного противодавления p_2 рассматриваются как процессы обратимые, протекающие без подвода или отвода теплоты и совершения полезной работы. Переход к реальным процессам осуществляется путем введения в конечные результаты поправочных опытных коэффициентов, учитывающих необратимость процесса истечения.

Для получения основных расчетных соотношений процессов истечения как процессов перемещения паров и газов из области одного давления p_1 в область другого давления p_2 целесообразно воспользоваться уравнением потенциальной работы (4.20) для обратимого процесса в условиях, когда изменение высоты центра тяжести потока не играет существенной роли ($z_2 \approx z_1$). Из уравнения (4.20) имеем

$$w_{1,2} = c_2^2/2 - c_1^2/2. \quad (9.1)$$

Отсюда конечная линейная скорость истечения (в м/с)

$$c_2 = \sqrt{c_1^2 + 2w_{1,2}}. \quad (9.2)$$

В большинстве случаев истечения газов и паров скорость c_1 (начальная скорость истечения) значительно меньше скорости c_2 , поэтому величина c_1^2 в уравнении (9.2) получается ничтожно малой по сравнению со скоростью c_2^2 и ею можно пренебречь. После чего уравнение (9.2) принимает вид

$$c_2 = \sqrt{2w_{1,2}}. \quad (9.3)$$

Введем понятие массовой скорости потока как отношения секундного расхода пара или газа к площади поперечного сечения потока

$$u = \frac{G_c}{F} = \varphi c. \quad (9.4)$$

Сопоставляя соотношения (9.3) и (9.4), находим

$$u_2 = \frac{G_c}{F} = c_2 \rho_2 = \rho_2 \sqrt{2w_{1,2}}, \quad (9.5)$$

где ρ_2 — плотность газа или пара в конечной точке истечения. Используя уравнение (5.22), можно записать

$$\rho_2 = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (9.6)$$

Согласно уравнению (5.30), для обратимого адиабатного процесса работа

$$w_{1,2} = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right].$$

Подставляя это выражение потенциальной работы в уравнении (9.3) и (9.5), находим

$$c_2 = \sqrt{2w_{1,2}} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (9.7)$$

$$u_2 = \rho_2 c_2 = \rho_2 \sqrt{2w_{1,2}} = \frac{1}{v_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}} \times$$

$$\times \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{v_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}}. \quad (9.8)$$

Соответственно формулируется уравнение для определения секундного расхода газа при истечении

$$G_0 = u_2' F_2 = F_2 c_2 \rho_2 = F_2 \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right] \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{k}}} \quad (9.9)$$

Если процессы истечения газов и паров рассчитывать по диаграмме $h-s$, то необходимо учесть, что для обратимого адиабатного процесса истечения потенциальная работа равна разности энтальпий начальной и конечной точек процесса [см. уравнение (4.19)]

$$w_{1,2} = h_1 - h_2.$$

Следовательно, уравнение (9.3) принимает вид

$$c_2 = \sqrt{2 w_{1,2}} = \sqrt{2 (h_1 - h_2)}. \quad (9.10)$$

Разность энтальпий газа или пара $h_1 - h_2$ называется *теплоидением* Δh . Обычно теплоидение определяется по $h-s$ диаграмме. Если в уравнение (9.10) $h_1 - h_2$ подставить (в кДж/кг), то линейная скорость c_2 (м/с) должна подсчитываться по уравнению

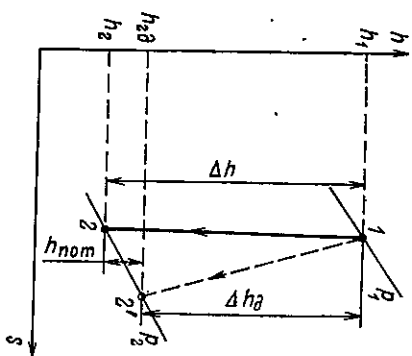
$$c_2 = 44,7 \sqrt{h_1 - h_2} = 44,7 \sqrt{\Delta h}. \quad (9.11)$$

В реальном процессе из-за необратимых потерь в процессе истечения при том же перепаде давлений $p_1 - p_2$ разность энтальпий ($h_1 - h_2$) h_d меньше, чем в обратимом процессе разность $h_1 - h_2$. Это означает, что часть кинетической энергии потока затрачивается на преодоление сил трения, переходит в тепло, что в конечном итоге приводит к уменьшению скорости c_2 потока на выходе. Необратимые процессы сопровождаются увеличением энтропии, поэтому линия реального процесса (пунктирная линия) на диаграмме рис. 9.1. направлена сверху вниз направо до пересечения с противодавлением p_2 .

Отношение необратимых потерь к располагаемому теплоидению называется коэффициентом потерь энергии

$$\xi_{\pi} = \frac{h_{\text{пот}}}{\Delta h} = \frac{\Delta h - h_d}{\Delta h} = 1 - \frac{h_d}{\Delta h}. \quad (9.12)$$

Соответственно действительная скорость истечения будет определяться уравнением [с учетом соотноше-



ния (9.12)]

$$c_{2d} = 44,7 \sqrt{h_d} = 44,7 \sqrt{(1 - \xi_{\pi}) \Delta h} = 44,7 \sqrt{f} \sqrt{\Delta h}, \quad (9.13)$$

где коэффициент f показывает, во сколько раз действительная скорость истечения c_{2d} меньше скорости обратимого истечения c_2 . Коэффициент $f \approx 0,90 - 0,94$.

Приведенные соотношения характеризуют в общем виде истечение газов и паров через суживающиеся сопла — устройства, в которых за счет падения давления потока интенсивно увеличивается скорость движения газа или пара.

Пример 9.1. Определить конечную температуру t_2 , удельную потенциальную работу $w_{1,2}$, линейную c_2 и массовую u_2 скорости при адиабатном истечении водяного пара как идеального газа от начального состояния, характеризующегося параметрами $t_1 = 400^\circ\text{C}$, $p_1 = 1,0$ МПа, до конечного противодавления $p_2 = 0,1$ МПа, средняя молярная теплоемкость может быть принята равной $c_{pm} = 36,07$ кДж/(кмоль·°C).

Решение. Покажем адиабату в процессе

$$k = \frac{\bar{c}_{pm}}{\bar{c}_{pm} - \bar{R}} = \frac{36,07}{36,07 - 8,314} = 1,3.$$

Характеристика расширения водяного пара как идеального газа по уравнению (5.28)

$$T_{1,2} = \frac{p_2 v_2}{p_1 v_1} = \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{0,1}{1} \right)^{0,23} = \frac{1}{1,701};$$

конечная температура пара

$$T_2 = T_{1,2} T_1 = \frac{400 + 273,15}{1,701} = 395,6 \text{ K}$$

или $t_2 = T_2 - 273,15 = 395,6 - 273,15 = 122,45^\circ\text{C}$.

Удельный объем пара в конечный момент адиабатного расширения

$$v_2 = \frac{R T_2}{p_2} = \frac{\bar{R}}{\mu} \frac{T_2}{p_2} = \frac{8314}{18,016} \cdot \frac{395,6}{1 \cdot 10^5} = 1,86 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Потенциальная работа в адиабатном процессе расширения равна изменению энтальпии

$$w_{1,2} = h_1 - h_2 = c_{pm} (t_1 - t_2) = \frac{\bar{c}_{pm}}{\mu} (t_1 - t_2) = \frac{36,07}{18,016} (400 - 122,45) = 566,7 \text{ кДж/кг}.$$

Линейная и массовая скорости истечения пара по уравнению (9.11)

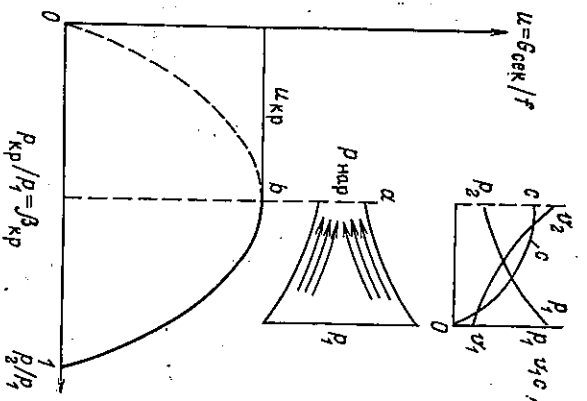
$$c_2 = 44,7 \sqrt{\Delta h} = 44,7 \sqrt{566,7} = 1054,2 \text{ м/с};$$

$$u_2 = \rho_2 c_2 = \frac{c_2}{v_2} = \frac{1054,2}{1,86} = 566,2 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

Аналогичные расчеты можно провести и по диаграмме $h-s$.

§ 2. Режимы истечения. Истечение из расширяющегося сопла Лавала

Форма поперечного сечения



сопла не оказывает существенного влияния на его работу. Бывают сопла круглые, квадратные, прямоугольные и все они практически работают хорошо. Наиболее важным оказывается вопрос, каким должно быть сопло в продольном направлении, т. е. по пути движения газа: суживающимся или расширяющимся и при каких условиях оно должно быть тем или иным.

Рис. 9.2. Изменение характеристик процесса при истечении сжимаемых жидкостей из суживающихся сопел.

вая скорость u_2 обращается в нуль из-за того, что при этом конечная скорость c_2 равна нулю (нет перепада давлений), а при $p_2/p_1 = 0$ множитель $p_2 = 0$ (истечение в вакуум).

Исследуя уравнение (9.8) с помощью высшей математики на экстремум, можно показать, что массовая скорость в этом интервале при своем изменении проходит через максимум (рис. 9.2).

Соотношение давлений в интервале между 0 и 1, при котором массовая скорость достигает наибольшего значения $u_{kp} = u_{max}$, называется критическим отношением давлений

$$\beta_{kp} = \frac{p_{kp}}{p_1} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}, \quad (9.14)$$

отсюда $p_{kp} = \beta_{kp} p_1$.

Отношение критического давления p_{kp} к давлению перед соплом p_1 — величина постоянная, зависящая только от показателя адиабаты k . Для двухатомных газов ($k=1,4$) $p_{kp}/p_1 = 0,528$, для перегретого пара ($k=1,3$) $p_{kp}/p_1 = 0,546$ (табл. 9.1). Ориентировочно можно считать, что для получения максимальной массовой скорости истечения достаточно, чтобы давление перед соплом было в 2 раза больше, чем давление за ним.

Характеристика критического истечения паров и газа

Таблица 9.1

Показатели истечения	Показатель адиабаты k					
	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$\beta_{kp} = p_{kp}/p_1 = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,6065	0,5847	0,5645	0,5457	0,5283	0,5120
$\gamma_{kp} = \frac{\beta_{kp}}{2} \sqrt{k(k+1)}$	0,4289	0,4443	0,4586	0,4718	0,4842	0,4957

Массовый расход газа в единицу времени G_c в силу неравнорядности потока во всех сечениях вдоль оси потока остается неизменным, поэтому наибольшая массовая скорость ($u_{kp} = u_{max}$) всегда будет в самом узком сечении сопла там, где $F_{kp} = F_{min}$.

Истечения в суживающихся соплах, а также истечения через отверстия в тонких стенках характеризуются следующими особенностями. При постоянном начальном давлении $p_1 = const$ снижение противодавления на выходе из сопла p_2 приводит к заметному возрастанию массовой скорости u_2 (см. рис. 9.2). Этот режим истечения называется *докритическим* режимом истечения и характеризуется условием, что $p_2 = p_{нар} > \beta_{kp} p_1$. Характер изменения давления, объема и линейной скорости истечения в этом режиме характеризуется диаграммами рис. 9.2. После того как давление на выходе p_2 будет равно p_{kp} , т. е. когда $p_2 = p_{kp} = \beta_{kp} p_1$, дальнейшее снижение давления $p_{нар}$ не приводит к изменению массовой скорости потока. Кривая истечения на этом заканчивается. Вершина кривой истечения $u = u_{kp}$ соответствует прекращению истечения в суживающихся соплах и через отверстия в тонких стенках. Этот режим истечения называется *критическим* и характеризуется условием $p_2 = p_{нар} = \beta_{kp} p_1$. Дальнейшее уменьшение величины $p_{нар}$ в суживающихся соплах приводит к тому, что в устье сопла (см. рис. 9.2) сечение ab устанавливается постоянное критическое давление p_{kp} независимо от все уменьшающегося давления $p_{кр}$ наружной среды $p_{нар}$. Соответственно неизменному давлению $p_{кр}$ неизменными в устье сопла окажутся удельный объем $v_{кр}$ и температура $T_{кр}$, скорость и массовый расход. Область значений β на диаграмме рис. 9.2, лежащая в пределах $\beta_{kp} \leq \beta \leq 1$, называется *дозвуковой*, а область $0 \leq \beta \leq \beta_{kp}$ — *сверхзвуковой*.

В условиях, когда $\beta \leq \beta_{kp}$ на выходе из сопла или тонкой щели, газ продолжает расширяться до давления наружной среды, но это расширение будет уже неорганизованным и будет сопровождаться необратимыми потерями, которые проявляют-

ся в форме вихрей на выходе из сопла. Эти необратимые потери при расширении будут тем больше, чем $P_{нар}$ будет меньше P_2 . Для этих режимов истечения соотношения (9.3) — (9.9) оказываются уже недействительными. Расчетные формулы для подсчета массовой $\lambda_{кр}$ и линейной $c_{кр}$ критических скоростей и массового расхода $G_{кр}$ могут быть получены из формул (9.7) — (9.9) путем замены в них отношения P_2/P_1 на $P_{кр}/P_1 = P_{кр}$. Таким образом, используя уравнение (9.14), можно получить

$$c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{P_{кр}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} =$$

$$= \sqrt{2 \frac{k}{k-1} P_1 v_1 \left(1 - \frac{2}{k+1} \right)} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} P_1 v_1}, \quad (9.15)$$

$$\lambda_{кр} = \lambda_{кр} \sqrt{2 \frac{P_1}{v_1}}, \quad (9.16)$$

$$G_{о.кр} = F \lambda_{кр} \sqrt{2 \frac{P_1}{v_1}}, \quad (9.17)$$

где $\lambda_{кр}$ — характеристика расхода (табл. 9.1)

$$\lambda_{кр} = \frac{1}{2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \sqrt{k(k+1)}.$$

Если воспользоваться соотношением (5.22)

$$P_1 v_1^k = P_{кр} v_{кр}^k,$$

уравнением (9.14)

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

и определить из них P_1 и v_1 через $P_{кр}$ и $v_{кр}$ то уравнению (9.15) можно придать следующий вид:

$$c_{кр} = \sqrt{2 \frac{k}{k+1} P_1 v_1} = \sqrt{k \left(\frac{P_{кр}}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} P_1 v_1} =$$

$$= \sqrt{k \left(\frac{v_1}{v_{кр}} \right)^{k-1} P_1 v_1} = \sqrt{k P_{кр} v_{кр}}. \quad (9.18)$$

По такой же формуле определяют скорость распространения звука в среде, состояние которой характеризуется параметрами, стоящими под знаком радикала. Для идеального газа

скорость истечения c_2 и критическая скорость $c_{кр}$ могут быть вычислены по уравнениям (9.7) и (9.17) с заменой в них радикала $\sqrt{P_1 v_1}$ радикалом $\sqrt{RT_1}$ (по уравнению Клапейрона), а массовая скорость и массовый расход по уравнениям (9.8), (9.9) и (9.16) с заменой в них $\sqrt{P_1 v_1}$ на $P_1 / \sqrt{RT_1}$ (см. табл. 9.1).

Для обеспечения расширения за пределы критического режима необходимо дополнить суживающуюся сопола расширяющейся частью в соответствии с уменьшением массовой скорости (см. рис. 9.2, область пунктирной ветви кривой истечения). Такие сопола называются соплами Лавалля (рис. 9.3) и служат для организации *закритического* режима истечения, который характеризуется условием $P_{нар} < P_{кр} P_1$. Сопло Лавалля обеспечивает полное расширение газа или пара в диапазоне давлений от P_1 до $P_{нар}$ без потерь энергии на выходе сопла. Одна часть работы (верхняя заштрихованная площадь) превращается в кинетическую энергию в суживающемся элементе сопла, а другая (нижняя заштрихованная площадь) — в расширяющемся элементе.

Сопло Лавалля применяется только при истечении газа в сверхзвуковой области, т. е. когда необходимо получить высокие скорости истечения газа на выходе из сопла, например в соплах сверхзвуковых самолетов. В наименьшем сечении F_{min} (горловина сопла) достигается критическая скорость и параметр здесь $P_{кр}$, $v_{кр}$, $T_{кр}$. В расширяющейся части сопла скорость газа еще увеличивается $v > v_{кр}$, соответственно этому уменьшается давление $P < P_{кр}$ и увеличивается удельный объем $v > v_{кр}$. Если длину расширяющейся части сопла l выбрать соответствующим образом, то в выходном сечении сопла можно получить давление, равное давлению окружающей среды, т. е. осуществить полное расширение. При этом, чтобы снизить

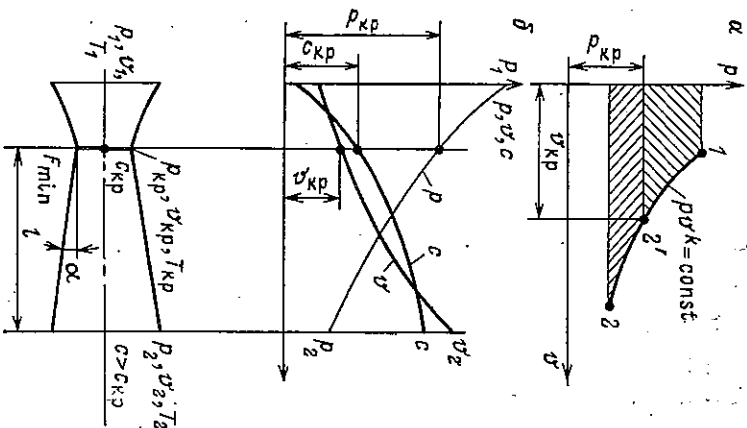


Рис. 9.3. Характеристика процесса при истечении газа из сопла Лавалля: а — процесс истечения в диапазоне $P - v$; б — изменение давления, скорости и удельного объема по длине сопла

значительные необратимые потери при расширении, угол его конусности α не должен превышать 8—12°. В противном случае струя истекающего газа будет отрываться от стенок сопла, что приведет к образованию вихрей и, следовательно, к появлению необратимых потерь. При меньших углах раскрытия сопла его расширяющаяся часть излишне велика, что увеличивает потери газа на трение о стенки и уменьшает скорость истечения.

На расчетном режиме работы сопла Лавала, когда давление в сопле падает от p_1 до p_2 на выходе, линейная скорость истечения определяется по уравнению (9.7).

Расход газа определяется по уравнению (9.17), подставляя в него вместо F минимальное сечение горловины сопла F_{\min} .

$$G_c = F_{\min} \lambda_{\text{кр}} \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho_1}}. \quad (9.19)$$

Пример 9.2. В одном из соединений трубопровода образовалась неплотность, эквивалентная отверстию, площадью $F = 1 \text{ мм}^2$, давление газа в трубопроводе $p_1 = 5 \text{ МПа}$, температура газа $t_1 = 40^\circ \text{C}$, молярная масса $\mu = 20$. Показать адиабатного процесса истечения $k = 1,3$. Определить секундную потерю газа, принимая газ за идеальный.

Решение. Режим истечения критический $p_2 > p_{\text{крит}}$. Начальный удельный объем газа определяем по уравнению $p v = R T$

$$v_1 = \frac{R T_1}{p_1} = \frac{R}{\mu} \frac{T_1}{p_1} = \frac{8314}{20} \cdot \frac{313,15}{50 \cdot 10^5} = 0,027 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Критическая массовая скорость истечения по уравнению (9.16)

$$\lambda_{\text{кр}} = \lambda_{\text{кр}} \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho_1}} = 0,4718 \sqrt{2 \frac{50 \cdot 10^5}{0,027}} = 9080 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

Секундный критический расход газа определяем по уравнению (9.17)

$$G_c = F_{\text{кр}} \lambda_{\text{кр}} \sqrt{2 \frac{p_1}{\rho_1}} = 1 \cdot 10^{-6} \cdot 0,4718 \sqrt{2 \frac{50 \cdot 10^5}{0,027}} = 0,908 \cdot 10^{-2} \text{ кг/с}$$

или за сутки

$$G_{\text{сут}} = 24 \cdot 3600 \cdot 0,908 \cdot 10^{-2} = 784,5 \text{ кг/сут}.$$

§ 3. Дросселирование газа и пара

Если на пути движения газа и пара в трубопроводе встречается местное сопротивление, например вентиль или кран, то оно вызывает падение давления (рис. 9.4). Этот процесс называется *дросселированием*, или *мягким* рабочею тела. Внезапное сужение потока можно рассматривать как прохождение его через плохо профилированное сопло. Проходя через узкое сечение, поток разгоняется за счет уменьшения давления. Истечение через сужение связано с большими потерями на трение, в результате чего значительная часть кинетической энергии

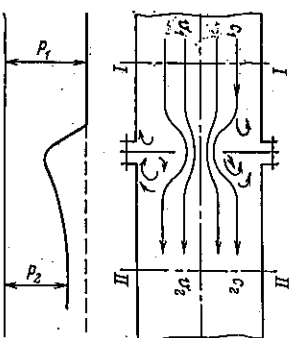


Рис. 9.4. Дросселирование потока газа при прохождении диафрагмы

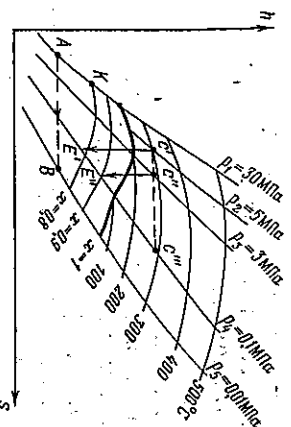


Рис. 9.5. Дросселирование водяного пара в диаграмме $h-s$

превращается в теплоту. Давление газа за сужением восстанавливается лишь частично, оставаясь меньше давления p_1 .

Для процесса дросселирования можно отметить две характерные особенности: во-первых, он протекает настолько быстро, что теплообмен между рабочим телом и внешней средой практически отсутствует, т. е. $q_{1,2}^* = 0$, и, во-вторых, процесс дросселирования протекает без совершения внешней полезной работы, т. е. $w_{1,2}^* = 0$. В соответствии с этим уравнение (4.33) первого начала термодинамики по внешнему балансу теплоты и работы принимает вид $s_{\text{ср}}(t_2 - t_1) = h_2 - h_1 = 0$ или

$$h_2 = h_1 = \text{const}, \quad (9.20)$$

т. е. удельная энтальпия пара или газа при дросселировании не изменяется. Поэтому этот процесс называют еще *изоэнтальпическим*. Для идеальных газов постоянство энтальпии при дросселировании означает, что температура газа остается постоянной $t_1 = t_2$.

Большая часть реальных газов при дросселировании охлаждаются, если их температура перед дросселем не особенно велика (не выше 600°C). При высоких температурах дросселирование реальных газов, наоборот, приводит к их разогреву. Характеристикой дросселирования процесса или коэффициентом Джоули — Томсона принято называть отношение изменения температуры газа к изменению его давления в изохалатическом процессе

$$D_h = \Delta t / \Delta p. \quad (9.21)$$

Для идеальных газов коэффициент D_h равен нулю. Это означает, что при неизменном уровне энтальпии ($h = \text{const}$) сохраняется неизменную величину и температура идеального газа ($t = \text{const}$) независимо от изменения давления газа.

Рассмотрим некоторые случаи дросселирования пара на примере использования диаграммы $h-s$ (рис. 9.5). В диаграм-

ме $h-s$ этот процесс $h_1=h_2$ изображается горизонтальной линией. Так как этот процесс необратим и характеризуется возрастанием энтропии, то он должен быть направлен слева направо.

Из диаграммы $h-s$ видно (линия AB), что дросселирование кипящей воды превращает ее во влажный пар, при этом чем сильнее падает давление, тем суше пар в конце процесса.

Если дросселировать перегретый пар, то он остается перегретым, но давление его будет уменьшаться (линия $c'-c''$), а потенциальные возможности его для совершения полезной работы при этом уменьшаются. Действительно, если мы располагаем паром в состоянии, соответствующем точке c' , и в паровом двигателе происходит расширение до давления $p_4=0,1$ МПа, то в адиабатном процессе полезной работе двигателя будет соответствовать отрезок $c'E'$, ($\omega_{1,2}=h_1-h_2$). Если же пар предварительно подвергнуть дросселированию, пропуская его, например, через задвижку, то его начальному состоянию будет соответствовать уже точка c'' . Расширение в паровом двигателе до давления $p_4=0,1$ МПа теперь пойдет уже по линии $c''E''$ и, следовательно, полезная работа двигателя будет меньше, чем в первом случае. Если же дросселирование вести до точки c''' , то в двигателе вообще уже нельзя будет получить никакую полезную работу, так как давление до двигателя будет таким же, как и после него.

Дросселирование пара на различных местных сопротивлениях неэкономично, потому что приводит к потере части располагаемой работы. Иногда дросселирование специально используют для регулирования работы двигателя, хотя такое регулирование и неэкономично.

В специальных холодильных установках дросселирование широко используют, когда необходимо уменьшить давление газа или пара перед агрегатом или охладить рабочее тело, например в установках для получения глубокого холода.

Контрольные вопросы

1. Что такое процесс истечения и чем он характеризуется?
2. Каковы режимы истечения? От чего они зависят?
3. Что такое соплло Лавы? Какова область его применения?
4. Что называется дросселированием газа? Как определяется коэффициент Джоуля — Томсона? Чему он равен для идеальных газов?

Глава 10 ЦИКЛЫ ПАРОВЫХ И ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

§ 1. Схема паросиловой установки. Цикл Ренкина

В паросиловых установках в качестве рабочего тела используются пары различных жидкостей (вода, ртуть и т. п.), но чаще всего водяной пар, а в качестве топлива для котельных установок — практически все промышленные виды топлива. Преимущественное использование водяного пара в паросиловых установках объясняется, во-первых, широким распространением воды в природе и, во-вторых, хорошими термодинамическими свойствами водяного пара. Дело в том, что в процессе парообразования объем воды значительно увеличивается, а это дает возможность получить при расширении пара значительную полезную работу.

Паросиловая установка (рис. 10.1) работает следующим образом. В паровом котле 1 за счет подвода теплоты Q_1 образуется пар при постоянном давлении p_1 . В пароперегревателе 2 он дополнительно нагревается и переходит в состояние перегретого пара. Из пароперегревателя пар поступает в паровой двигатель 3 (например, в паровую турбину с электродвигателем), где полностью или частично расширяется до давления p_2 с получением полезной работы L_1 . Отработанный пар направляется в холодильник-конденсатор 4, где он полностью или частично конденсируется при постоянном давлении p_2 . Конденсация пара происходит в результате теплообмена между отработавшим паром и охлаждающей жидкостью, протекающей через холодильник-конденсатор 4.

После холодильника конденсированный пар поступает на вход насоса 5, в котором давление жидкости повышается с величины p_2 до первоначального значения p_1 , после чего жидкость поступает в паровой котел 1. Цикл установки замыкается. Если в холодильнике 4 происходит частичная конденсация отработавшего пара, то в паросиловой установке вместо насоса 5 используется компрессор, где давление пароводяной смеси также повышается с p_2 до p_1 . Однако для того, чтобы уменьшить работу на сжатие, целесообразно полностью конденсировать пар в конденсаторе и сжимать затем в насосе-компрессоре пароводяную смесь, а выходя-

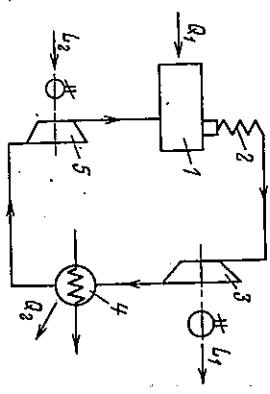


Рис. 10.1. Простейшая схема паросиловой установки

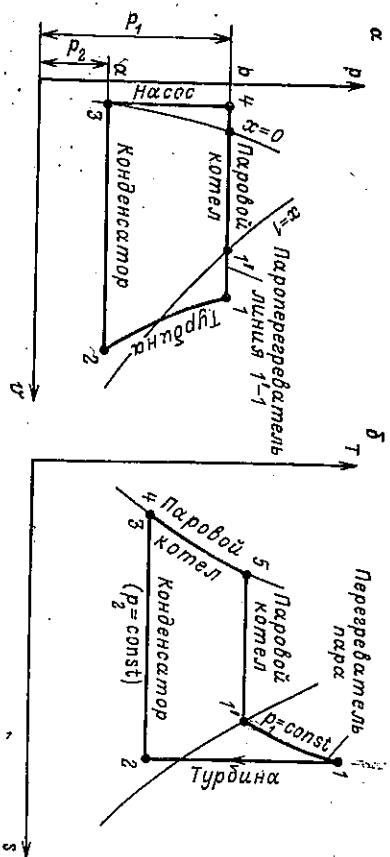


Рис. 10.2. Цикл Ренкина в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б)

цию из конденсатора воду. Такой цикл называется циклом Ренкина.

Цикл Ренкина (рис. 10.2) состоит из изобары 4—1, где подводится теплота в нагревателе, адиабаты 1—2 расширения пара в паровой турбине, изобары 2—3 отвода теплоты в холодильник-конденсаторе и изобары 3—4 повышения давления воды в насосе. Линия 4—5 на изобаре соответствует процессу повышения температуры жидкости после насоса до температуры кипения при давлении p_1 . Участок 5—1' соответствует процессу превращения кипящей жидкости в сухой насыщенный пар, а участок 1'—1 — процессу подвода теплоты в пароперегревателе для превращения сухого насыщенного пара в перегретый.

Работа, совершаемая паром в турбине, равна разности энтальпий пара до и после турбины

$$w_T = h_1 - h_2. \quad (10.1)$$

Работа, затраченная на сжатие воды в насосе, определяется так же, как разность энтальпий рабочего тела в точках 4 и 3

$$w_H = h_4 - h_3. \quad (10.2)$$

В координатах $p-v$ эта работа определяется площадью $a34b$ (см. рис. 10.2, а). Эта работа весьма мала по сравнению с работой турбины.

Полезная работа цикла равна работе турбины w_T за вычетом работы, затрачиваемой на привод насоса w_H .

$$w = w_T - w_H \approx w_T = h_1 - h_2. \quad (10.3)$$

Удельное количество теплоты q_1 , подведенной в котле и пароперегревателе, определяется из первого начала термодинамики (работа при этом не совершается) как разность энталь-

пий рабочего тела в процессе подвода теплоты

$$q_1 = h_1 - h_4 = h_1 - h_k, \quad (10.4)$$

где h_k — энтальпия горячей воды (конденсата) при давлении p_2 практически равна по величине энтальпии воды в точках 3 и 4, т. е. $h_4 = h_3 = h_2$.

Сопоставляя соотношения (10.3) и (10.4), можно определить термический к. п. д. цикла Ренкина как отношение полезной работы в цикле к количеству подведенной теплоты

$$\eta_T = \frac{w}{q_1} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_k}. \quad (10.5)$$

Другая важная характеристика паросиловой установки — *удельный расход пара* d , который характеризует количество пара, необходимого для выработки 1 кВт·ч энергии (3600 Дж). Удельный расход пара в идеальном цикле Ренкина

$$d = \frac{3600}{w} = \frac{3600}{h_1 - h_2} \text{ кг/(кВт·ч)}. \quad (10.6)$$

Удельный расход пара определяет размеры агрегатов: чем он больше, тем больше пара приходится вырабатывать для получения той же мощности.

Пример 10.1. Определить термический к. п. д. идеальной паросиловой установки, работающей по циклу Ренкина, если начальные параметры пара $p_1 = 3,0$ МПа, $x = 0,9$, а давление пара в холодильнике $p_2 = 0,5$ МПа.

Решение. На диаграмме $h-s$ находим для водного пара точку 1 на пересечении изобары $p_1 = 3$ МПа и линии сухости $x_1 = 0,9$. В этой точке $h_1 = 2620$ кДж/кг. Проводя из этой точки линию адиабаты до пересечения с изобарой $p_2 = 0,5$ МПа, получаем точку 2. Для этой точки $h_2 = 2260$ кДж/кг. Следовательно, работа расширения в турбине

$$w = (h_1 - h_2)_{\text{ид}} = 2620 - 2260 = 360 \text{ кДж/кг}.$$

По табл. 8.1 удельная энтальпия воды h_k при $p = 0,5$ МПа и температуре кипения $t_k = 151,8^\circ\text{C}$ составит $h_k = 640,1$ кДж/кг. Следовательно, к. п. д. цикла

$$\eta_T = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_k} = \frac{360}{2620 - 640,1} = 0,152 \text{ (15,2 \%)}.$$

§ 2. Пути повышения экономичности паросиловых установок

К. п. д. цикла Ренкина даже в установках с высокими параметрами пара не превышает 50 %. В реальных установках из-за наличия внутренних потерь в двигателе значение к. п. д. еще меньше.

Существуют два пути повышения экономичности паросиловых установок: повышение параметров пара перед турбиной,

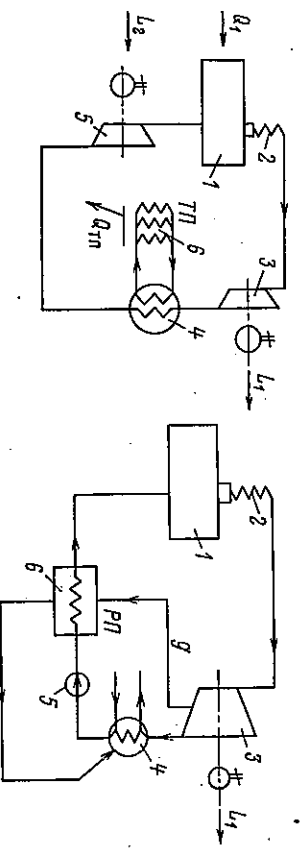


Рис. 10.3. Схема установки для совместной работы механической энергии и теплоты для тепловых потребителей:

1 — парогенератор; 2 — пароперегреватель; 3 — насосная турбина; 4 — конденсатор; 5 — питательный насос; 6 — тепловой потребитель.

Рис. 10.4. Схема паросиловой установки с одним регенеративным подогревом питательной воды

т. е. повышение его начальной температуры и давления, и усиление схем паросиловых установок.

Первое направление приводит к увеличению теплоперепада процесса расширения по турбине h_1-h_2 и как следствие этого к увеличению удельной работы и к. п. д. цикла. При этом теплоперепад по турбине h_1-h_2 можно дополнительно увеличить, снижая противодавление в конденсаторе установки, т. е. уменьшая давление p_2 . Повышение экономичности паросиловых установок этим путем связано с решением ряда трудных технических задач, в частности использованием высоколегированных жаропрочных материалов для изготовления турбины.

Эффективность использования паросиловой установки можно значительно повысить за счет дальнейшего использования теплоты отработавшего пара для отопления, горячего водоснабжения, сушки материалов и т. д. С этой целью охлаждающую воду, нагретую в конденсаторе 4 (рис. 10.3), не выбрасывают в водоем, а прокачивают через отопительные установки теплового потребителя 6 (ПТ). В таких установках станция вырабатывает механическую энергию в виде полезной работы L_1 на валу машины 3 и теплоту $Q_{г.п.}$ для отопления. Такие станции называют теплоэлектростанциями (ТЭС). Комбинированная выработка тепловой и электрической энергии — один из основных методов повышения эффективности тепловых установок в СССР. По масштабам теплофикации СССР занимает первое место в мире.

Повысить к. п. д. паросиловой установки по сравнению с циклом Ренкина можно за счет применения так называемого регенеративного цикла (рис. 10.4). В этой схеме питательная

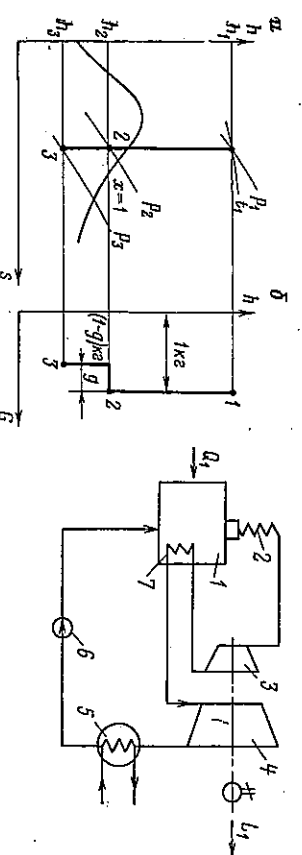
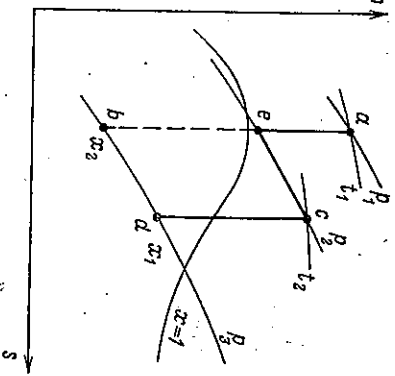


Рис. 10.5. Графики адиабатного расширения пара в турбине с промежуточным отбором пара в турбине с промежуточным отбором пара (а) и изменения количества пара (б)

Рис. 10.6. Схема паросиловой установки с промежуточным перебором пара: 1 — парогенератор; 2 — пароперегреватель; 3 — турбина высокого давления ТВД; 4 — турбина низкого давления ТНД; 5 — конденсатор; 6 — питательный насос; 7 — промежуточный пароперегреватель

Рис. 10.7. График процесса расширения пара в установке с промежуточным перебором



вода, поступающая в котлоагрегат 1, нагревается паром, частично отбираемым при его расширении из турбины 3. По этой схеме пар, полученный в котлоагрегате 1 и перебранный в пароперегревателе 2, направляется в турбину 3, где происходит его расширение до давления в конденсаторе 4. Однако не весь поступивший в турбину пар доходит до конденсатора, некоторое его количество g (см. рис. 10.4) отводится после частичного совершения им работы из турбины и направляется в регенеративный подогреватель (РП) 6, где в результате своей конденсации он подогревает питательную воду, подаваемую насосом 5 в котлоагрегат 1. Сам конденсат после регенеративного подогревателя поступает на вход насоса 5 или в конденсатор 4, где он смешивается с конденсатом пара, прошедшего через турбину. Таким образом, в котлоагрегат поступает такое же количество питательной воды, какое и выходит из него в виде пара. Из диаграмм рис. 10.5 видно, что каждый килограмм пара, входящий в турбину, расширяется от давления p_1 до давления p_2 , совершая работу $l=h_1-h_2$. Пар в количестве $(1-g)$ долей килограмма расширяется до конечного давления p_3 , совершая работу $l_2=h_2-h_3$. Суммарная работа 1 кг

пара в регенеративном цикле будет

$$l = l_1 + l_2 = h_1 - h_2 + (h_2 - h_3) (1 - g) = h_1 - h_3 - (h_2 - h_3) g. \quad (10.7)$$

Уравнение (10.7) показывает, что использование регенерации теплоты приводит к уменьшению удельной работы расширения по сравнению с циклом Ренкина с теми же параметрами пара. Однако расчеты показывают: работа в регенеративном цикле уменьшается медленнее, чем расход теплоты на получение пара при наличии регенерации, поэтому к.п.д. паросиловой установки с регенеративным подогревом в итоге выше к.п.д. обычного цикла.

Применение пара высоких и сверхвысоких давлений и температур с целью повышения к.п.д. установок наталкивается на серьезное затруднение: влажность его на последних ступенях турбины получается настолько высокой, что заметно снижает к.п.д. турбины, вызывает эрозию лопаток, может служить причиной выхода их из строя. Поэтому в установках с высокими параметрами пара приходится применять так называемый промежуточный перегрев пара, что также ведет к повышению к.п.д. установки. Суть этого способа повышения экономичности установки состоит в следующем (рис. 10.6). После расширения в турбине высокого давления 3 пар отводится в специальный пароперегреватель 7, где он вторично подогревается при давлении p_2 до температуры t_2 , которая обычно несколько ниже, чем температура t_1 (рис. 10.7). Перегретый пар поступает в турбину низкого давления 4 (см. рис. 10.6), расширяется в ней до конечного давления p_3 и уходит в конденсатор 5. Из рис. 10.7 видно, что влажность пара после турбины при наличии перегрева пара значительно меньше, чем она была бы без него ($x_1 > x_2$). Применение промежуточного перегрева в реальных условиях дает повышение к.п.д. порядка 4%. Этот выигрыш получается не только за счет повышения относительного к.п.д. турбины низкого давления, но и за счет повышения суммарной работы расширения пара по турбине низкого и высокого давлений. Дело в том, что сумма отрезков $a-e$ и $c-d$, характеризующих работу соответственно турбин высокого и низкого давлений, больше отрезка $a-b$ (см. рис. 10.7) в силу того, что отрезок $c-d$ больше отрезка $e-b$, так как изобары в координатах $h-s$ несколько расходятся слева направо.

§ 3. Циклы паровой компрессорной холодильной установки

В холодильной установке тела охлаждаются до температуры, которая ниже температуры окружающей среды. Чтобы осуществить это, необходимо от тела отнять теплоту и пере-

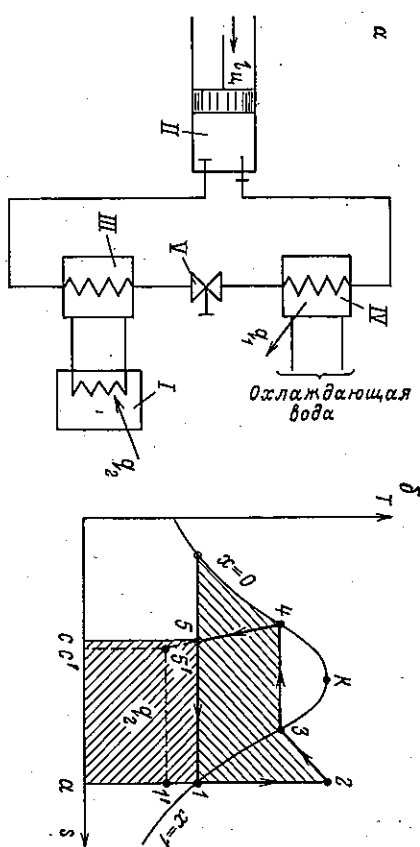


Рис. 10.8. Схема паровой компрессорной холодильной установки (a) и цикл холодильной установки в координатах $T-s$ (b)

дать ее в окружающую среду за счет работы, подводимой извне.

Холодильные установки широко распространены в пищевой промышленности, в быту; они широко используются при замораживании грунта при строительстве подземных сооружений и т. д. Теоретически наиболее выгодный цикл холодильной установки — обратный цикл Карно. Однако цикл Карно в холодильных установках не используется из-за конструктивных трудностей, которые возникают при реализации этого цикла, и, кроме того, влияние потерь из-за трения настолько велико, что сводит на нет преимущества цикла Карно.

Для получения небольшого холода наибольшее распространение получили паровые компрессорные установки (рис. 10.8). В качестве рабочего тела в таких установках используют низкокипящие жидкости (аммиак, фреон и др.). Холодильная установка состоит из холодильной камеры I (см. рис. 10.8), где должна быть температура ниже температуры окружающей среды, компрессора II, испарителя III, конденсатора IV и регулирующего (дроссельного) вентиля V. Работает установка следующим образом. Компрессор II засасывает из испарителя III при постоянном давлении $p_1 = \text{const}$ холодильный агент в виде влажного или сухого пара при давлении выше атмосферного и отрицательной температуре (точка 1) и сжимает его по адиабате 1-2 до более высокого давления p_2 . При этом температура агента на диаграмме в точке 2 становится уже положительной и превышает температуру охлаждаемой воды, которая в данной установке играет роль охлаждающей среды. При этих параметрах компрессор вытесняет обычно перегретый пар в конденсатор IV (см.

рис. 10.8), где охлаждающая вода отнимает от него теплоту перегрева и парообразования (на рис. 10.9, процесс 2—3—4). Вследствие этого пар при давлении $p_2 = \text{const}$ полностью конденсируется (точка 4). Конденсат проходит через вентиль V (линия 4—5 при $h = \text{const}$) и поступает в испаритель III , где испаряется (на диаграмме процесс 5—1), отнимая теплоту от охлаждаемых тел, и вновь засасывает компрессором II . Цикл повторяется. В установках большой мощности между холодильной камерой I и испарителем III циркулирует рассол, отнимающий в камере I теплоту q_2 от охлаждаемых тел. Эта теплота в испарителе III используется для выпаривания холодильного агента. В установках малой мощности, например в домашних холодильниках, испаритель располагается в самой холодильной камере и необходимость в рассоле отпадает. В диаграмме $T-s$ отнимаемой от тел теплоте q_2 в холодильной камере соответствует площадь $ab1a$; работе l_{κ} , затрачиваемой в компрессоре на сжатие пара, соответствует площадь 12345 . Теплота $q_1 = q_2 + l_{\kappa}$, которой соответствует площадь $ca12345$, отдается охлаждающей воде или, например, окружающему воздуху, как в домашних холодильниках.

Термодинамическая эффективность холодильных установок оценивается не термическим к.п.д., как в теплосиловых установках, а *холодильным коэффициентом* χ . Под холодильным коэффициентом понимается отношение количества отнятой теплоты q_2 к затраченной в цикле работе l_{κ}

$$\chi = q_2 / l_{\kappa} \quad (10.8)$$

Температура в холодильной камере холодильной установки зависит от положения регулирующего вентиля b (см. рис. 10.8). Так, при необходимости уменьшить эту температуру вентиль дополнительно прикрывается, в результате чего происходит более глубокое дроселирование (см. рис. 10.8, линия 4—5'). Процесс отъема теплоты при этом пойдет уже по линии 5'—1'. Экономичность установки χ уменьшается в силу уменьшения величин q_2 и увеличения работы, затрачиваемой на привод компрессора [см. уравнение (10.8)].

Контрольные вопросы

1. Почему в паросиловых установках в качестве рабочего тела используют пары жидкости, например воды?
2. Каковы характерные особенности цикла Ренкина?
3. Каковы основные характеристики паросиловой установки?
4. Каковы основные способы повышения экономичности паросиловых установок?
5. Что такое холодильная установка? Каким показателем и как оценивается эффективность работы холодильных установок?

Глава 11 ЦИКЛЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

§ 1. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Анализ круговых процессов (см. гл. 6) показывает, что термический к.п.д. цикла — основная характеристика экономичности двигателя — тем выше, чем выше температура рабочего тела в цикле. Поэтому в качестве рабочего тела в двигателе используются продукты сгорания, получающиеся при сжигании жидкого или газообразного топлива, поскольку они позволяют получить весьма высокие температуры в цикле двигателя. Топливо обычно сжигается в цилиндрах двигателя, где возвратно-поступательно движется поршень. Такие двигатели и называются поршневыми двигателями внутреннего сгорания, или, как принято говорить, ДВС. Несмотря на то что цикл Карно имеет невысший к.п.д., в реальных машинах он не реализуется. Дело в том, что цикл Карно, будучи сильно растянутым в координатах $p-v$, связан с весьма большими объемами и давлениями (рис. 11.1). Отношение крайних объемов цикла v_1/v_2 (эта величина в поршневых ДВС называется степенью сжатия) здесь достигает 400, а давление в точке a — 280—300 МПа. Двигатель с такими параметрами нереален, ибо давление в цилиндрах современных ДВС редко превышает 10 МПа, а степень сжатия 16—18. Кроме того, работа, совершаемая за цикл Карно, очень мала и двигатель практически будет работать только для самообслуживания (на себя). Для снижения давления в точке a и степени сжатия цикл Карно видоизменяют. Так, отвод теплоты осуществляют не по изотерме $c-d$, а по изохоре c_1-d ; подвод теплоты осуществляют не по изотерме $a-b$, а по изохоре a_1-b , либо по изобаре a_2-b . В соответствии с этим из цикла Карно как эталонного здесь получают два цикла: цикл с подводом теплоты при постоянном объеме (цикл Отто — $e-V$), состоящий из двух изохор и двух адиабат, — цикл Дизеля — $e-r$, состоящий из изохоры a_2-b , изохоры c_1-d и двух адиабат $b-c_1$ и $d-a_2$ — циклы a_2bcd . Полученные циклы хотя и имеют к.п.д. меньше, чем к.п.д. цикла Карно, характеризуются меньшими потерями на трение в более коротком цилиндре.

Работа поршневых ДВС обычно оценивается с помощью индикаторной диаграммы, которая показывает взаимосвязь изменения давления и объема в цилиндре двигателя при движении поршня. При движении поршня от внутренней точки M_1 к наружной M_2 (рис. 11.2) клапан I открывается и в цилиндр двигателя засасывается заранее приготовленная в устройствах двигателя смесь воздуха и топлива при давлении p_1 (ли-

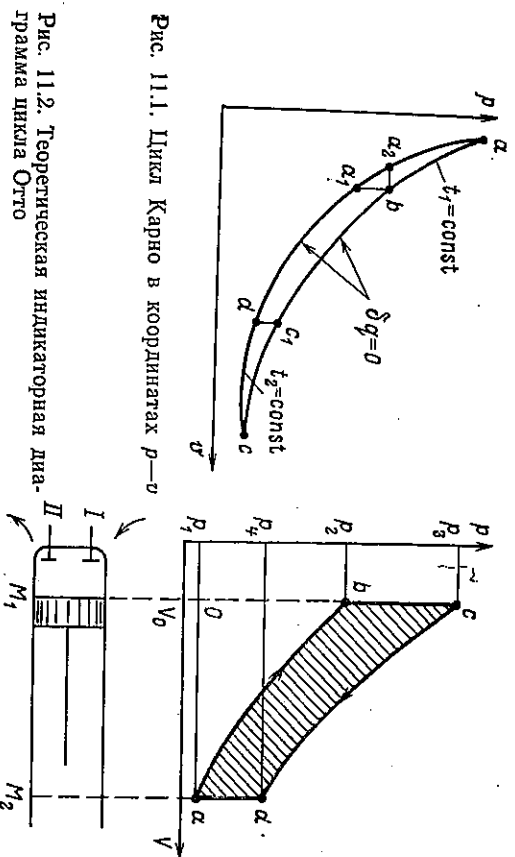


Рис. 11.1. Цикл Карно в координатах $p-v$ и $p-p$

ния Oa). При движении поршня в обратном направлении клапаны I и II закрыты и смесь сжимается по адиабате $a-b$ до давления p_2 . Объем уменьшается до V_0 , равного объему камеры сгорания цилиндра. В точке M_1 происходит воспламенение смеси от электрического заряда, и поскольку рабочая смесь уже заранее подготовлена и хорошо перемешана, она сгорает достаточно быстро и теоретически при постоянном объеме. Цикл иногда называют циклом быстрого горения.

Выделившись телота продуктов сгорания в условиях $V=\text{const}$ вызывает резкое повышение давления и температуры в цилиндре ($b-c$ — линия повышения давления и температуры вышедших продуктов сгорания адиабатно расширяются по линии $c-d$, совершая полезную работу. В точке M_2 открывается выпускной клапан II и продукты сгорания выбрасываются в атмосферу. Считают, что теоретически выпуск осуществляется по линии $d-a$. Оставшиеся в цилиндре двигателя газы при атмосферном давлении p_1 выталкиваются поршнем в атмосферу, когда он идет от точки M_2 до точки M_1 (линия $a-O$). Затем цикл повторяется. Замкнутый контур $abcd$ теоретически характеризует работу двигателя за один цикл при сгорании одной порции топлива. Эффективность циклов ДВС и факторов, влияющих на работу двигателей, удобно и наглядно оценивать в координатах $T-s$ на базе анализа работы идеальных циклов двигателей, хотя реальные двигатели и не работают по таким циклам (рис. 11.3). Линия $1-2$ характеризует адиабатное сжатие рабочего тела, линия $2-3$ — изохорный подвод теплоты в количестве q_1 на 1 кг рабочего тела, линия $3-4$ — адиабатное расширение и линия $4-1$ — изохорный отвод теп-

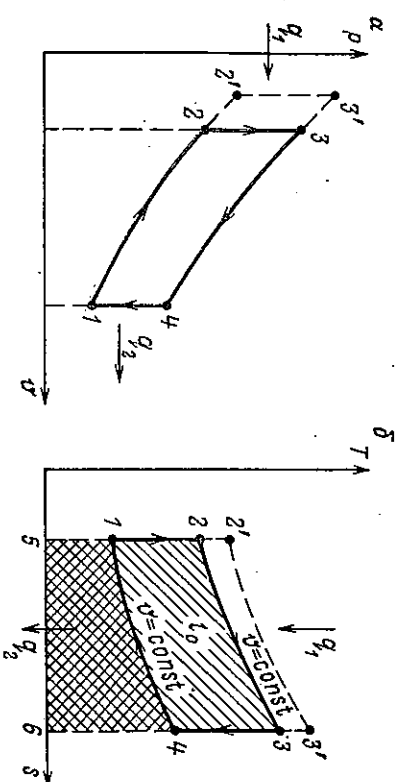


Рис. 11.3. Цикл Отто в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б)

лоты в количестве q_2 . Полезная работа в цикле равна разности подведенной и отведенной теплоты $l_0 = q_1 - q_2$ и численно равна площади 1234 . Важная характеристика цикла — степень сжатия, определяемая как отношение полного объема цилиндра V_1 к объему камеры сгорания цилиндра V_2

$$\varepsilon = V_1/V_2 = v_1/v_2. \quad (11.1)$$

Степень сжатия цикла весьма сильно влияет на к. п. д. цикла. Чем выше степень сжатия, тем выше к. п. д. цикла. Действительно, если в цикле Отто (см. рис. 11.3) сжатие вести до точки $2'$, а подвод теплоты — по изохоре $2'-3'$, то цикл $12'3'4$ будет иметь большую степень сжатия, чем цикл 1234 . Соответственно конечная температура сжатия в точке $2'$ будет выше, чем в точке 2 и, следовательно, изохора $2'-3'$ в координатах $T-s$ пойдет выше изохоры $2-3$. Это значит, что количество теплоты, подводимой в цикле $12'3'4$ (площадь $2'3'65$), будет больше, чем в цикле 1234 (площадь 2365 рис. 11.3, б), а количество отводимой теплоты, определяемой в сравниваемых циклах площадью 1465 , будет одинаково. Следовательно, к. п. д. цикла, определяемый уравнением $\eta = 1 - q_2/q_1$, будет больше в цикле $12'3'4$. Это значит, что к. п. д. цикла поршневых ДВС растет с увеличением степени сжатия. Однако возможности повышения степени сжатия в цикле Отто в настоящее время практически исчерпаны. Степень сжатия в таких циклах равна $10-12$ и дальнейшее ее повышение невозможно из-за самопроизвольного воспламенения топливной смеси на линии сжатия до того, как поршень подойдет к внутренней мертвой точке M_1 . Самопроизвольное воспламенение топлива возможно из-за чрезмерного повышения температуры смеси в процессе сжатия.

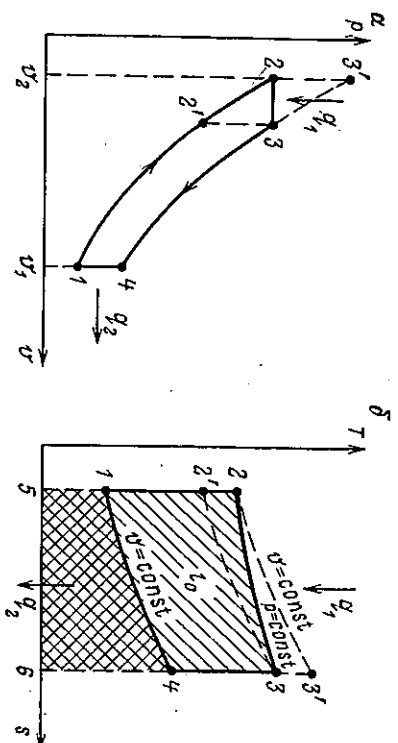


Рис. 11.4. Цикл Дизеля в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б)

Степень сжатия можно значительно увеличить, если в цилиндре двигателя сжимать не топливную смесь, а чистый воздух, а необходимое количество топлива вводить в цилиндр в конце процесса сжатия, когда температура воздуха становится уже достаточно высокой (примерно 500—600°С), обеспечивая самовоспламенение впрыскиваемого топлива и тем самым исключая необходимость иметь запальное устройство. Такой идеализированный цикл называется циклом Дизеля, или циклом постепенного сгорания, так как процесс сгорания топлива, его перемешивание с воздухом и сам процесс сгорания требуют значительного времени в цикле. Цикл Дизеля (рис. 11.4) состоит из процесса адиабатного сжатия (линия 1—2), изобарного подвода теплоты (линия 2—3), адиабатного расширения (линия 3—4) и изохорного отвода теплоты (линия 4—1), наименее выгодная степень сжатия в таких циклах равна 14—16.

Сравним между собой циклы Отто и Дизеля при одинаковых параметрах точек 1 и 4 с помощью диаграммы $T-s$ (рис. 11.4, б). Если в этих циклах будет одинаковая степень сжатия ε и одинаковое количество отводимой теплоты q_2 в силу равенства параметров рабочего тела в точках 1 и 4 (площадь 1465), то к.п.д. цикла Отто, или цикла быстрого сгорания, будет выше к.п.д. цикла Дизеля. Действительно, так как изохора в координатах $T-s$ идет круче изобары, то количество теплоты q_1 , подводимой по изохоре 2—3, будет больше (площадь 5236) количества теплоты, подводимой по изобаре 2—3 (площадь 5236). Следовательно, к.п.д. цикла, определяемый уравнением $\eta = 1 - q_2/q_1$, получается тем выше, чем больше величина q_1 при постоянном значении q_2 .

Сравним теперь эти циклы при одинаковых, максимально возможных давлениях в цилиндрах двигателя, когда обшей у них оказывается не точка 2, а точка 3 (циклы 12'34 и 1234).

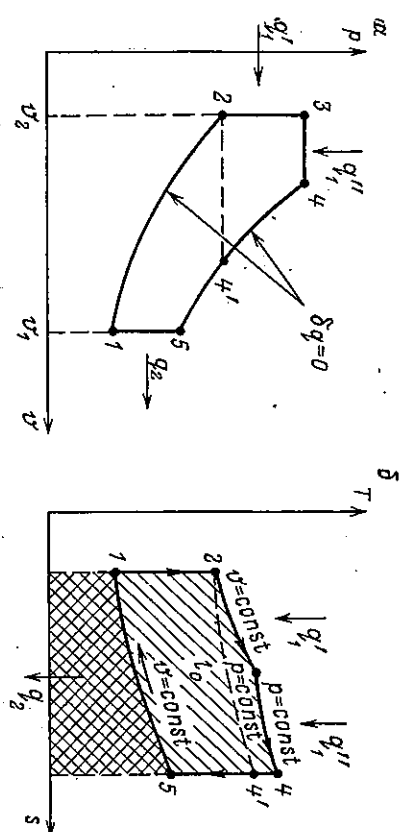


Рис. 11.5. Циклы смешанного сгорания в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б)

Отвод теплоты q_2 в обоих циклах опять одинаков (площадь 1465). В этом случае количество теплоты q_1 , подводимой в цикл Дизеля по изобаре 2—3, будет больше, чем количество теплоты, подводимой в цикл Отто по изохоре 2'—3 и, следовательно, к.п.д. цикла Дизеля в условиях одинакового максимального давления больше, чем к.п.д. цикла Отто.

Подать топлива можно осуществлять так, что одна его часть будет сгорать при постоянном объеме, а другая — при постоянном давлении. Такой цикл называется циклом смешанного сгорания топлива (рис. 11.5). Из сопоставления рассмотренных циклов видно, что циклы со сгоранием при постоянных объеме и давлении являются частными случаями смешанного цикла. Из диаграммы рис. 11.5 видно, что этот цикл занимает по к.п.д. промежуточное положение между циклами Отто и Дизеля как в условиях сравнения при одинаковой степени сжатия ε , так и при сравнении по условию одинакового максимального давления в цилиндрах двигателя. Применение цикла со смешанным подводом теплоты позволяет при оптимальной степени сжатия получить к.п.д. несколько выше, чем к.п.д. цикла Дизеля за счет некоторого повышения максимального давления, когда подвод топлива идет сначала по изохоре.

Выведем уравнение для определения к.п.д. смешанного цикла, считая его обратимым и полагая, что теплоемкости рабочего тела в цикле остаются постоянными. Количество подводимой теплоты на изохоре 2—3 (см. рис. 11.5) по уравнению первого начала термодинамики $q_1' = c_v(T_3 - T_2)$, а в процессе 3—4, $q_1'' = c_p(T_4 - T_3)$. Количество отводимой теплоты q_2 на изохоре 5—1 $q_2 = c_v(T_5 - T_1)$ [см. уравнения (5.5), (5.11)]. Следовательно, термический к.п.д. цикла, определяемый как отношение полезно полученной работы l_0 к количеству подведен-

ной теплоты q_1 , равен

$$\eta_e = \frac{l_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{q_2}{q_1 + q'_1} = 1 - \frac{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}{c_v(T_3 - T_1)} \cdot$$

Сокращая на c_v и вынося T_1 и T_2 за скобку, получаем

$$\eta_e = 1 - \frac{T_1}{T_2} \cdot \frac{\frac{T_2}{T_1} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1 + \frac{c_p}{c_v} \left(\frac{T_4}{T_2} - \frac{T_3}{T_2} \right)} \quad (11.2)$$

Рассмотрим следующие параметры цикла: степень повышения давления в процессе подвода теплоты на изохоре $\lambda = p_3/p_2$ и отношение объемов рабочего тела в точках 4 и 3 $\rho = v_4/v_3$, рис. 11.5). С учетом $v = v_1/v_2$ отношения температур в уравнении (11.2) для идеального газа ($p v = R T$) составят

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{p_3}{p_2} = \lambda; \quad \frac{T_4}{T_3} = \frac{T_4}{T_2} \cdot \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_4}{v_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} = \rho \lambda. \quad (11.3)$$

Используя уравнение (5.35), записанное для адiabаты идеального газа $n=k$, соотношения температур T_3/T_1 и T_1/T_2 можно привести к виду (при $v_5 = v_1$; $v_3 = v_2$ и $p_3 = p_1$)

$$\frac{T_3}{T_1} = \frac{p_3}{p_1} = \frac{p_4 v_4^k}{v_3^k} : \frac{p_2 v_2^k}{v_1^k} = \frac{p_3}{p_2} \left(\frac{v_4}{v_3} \right)^k = \lambda \rho^k; \quad (11.4)$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} = \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (11.5)$$

Подставляя уравнения (11.3), (11.4), (11.5) в уравнение (11.2), находим

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 - k \lambda (\rho - 1)}. \quad (11.6)$$

Из уравнения (11.6) видно, что к.п.д. смешанного цикла растет с увеличением ε и λ и с уменьшением ρ . Если $\rho = 1$, то смешанный цикл превращается в цикл Отто и

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (11.7)$$

Если принять $\lambda = 1$, то смешанный цикл превращается в цикл Дизеля

$$\eta_e = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)}. \quad (11.8)$$

Анализ циклов поршневых ДВС позволяет сравнивать их между собой, определять перспективу повышения экономичности циклов, оценивать характер изменения экономичности циклов при изменении внешней нагрузки, степени сжатия и т. д.

§ 2. Циклы газотурбинных установок (ГТУ)

Газотурбинной установкой принято называть такой двигатель, где в качестве рабочего тела используется неконденсирующийся газ (воздух, продукты сгорания топлива), а в качестве типового двигателя применяется газовая турбина. Термин турбина происходит от латинского слова turbo — вихрь. В отличие от поршневых ДВС, где процессы сжатия, подвода теплоты и расширения осуществляются в одном и том же цилиндре, в газотурбинных установках эти процессы происходят в различных элементах установки, последовательно расположенных по потоку рабочего тела (рис. 11.6). Газотурбинная установка простейшей схемы работает следующим образом: наружный воздух поступает на вход компрессора 1, где сжимается по адиабате 1—2 до давления p_2 (рис. 11.7). После сжатия в компрессоре воздух поступает в камеру сгорания 2 (см. рис. 11.6), куда одновременно подается жидкое или газообразное топливо. Образующиеся при сжигании топлива продукты сгорания поступают в газовую турбину 3, где расширяются по адиабате 3—4 (см. рис. 11.7) практически до атмосферного давления p_1 . Отработавшие продукты сгорания выбрасываются в атмосферу. Работа, получаемая в газовой турбине, частично идет на привод компрессора 1 (большая ее часть, примерно 2/3) и на привод полезной нагрузки 4 (насос, генератор и т. п.).

В газотурбинных установках, так же как и в поршневых двигателях внутреннего сгорания, подвод теплоты к рабочему телу может осуществляться при постоянном давлении или при

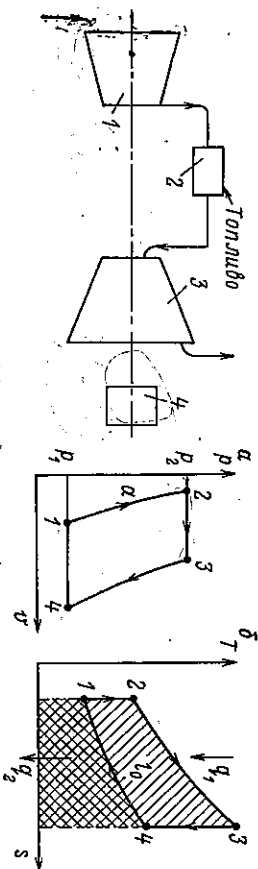


Рис. 11.6. Принципиальная схема газотурбинной установки

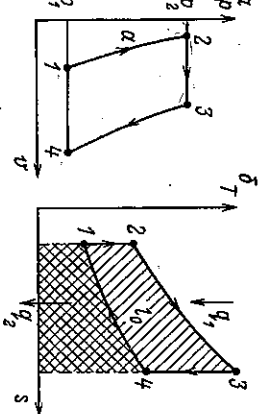


Рис. 11.7. Цикл газотурбинной установки в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б) с подводом теплоты при постоянном давлении

постоянном объеме. При постоянном давлении (см. рис. 11.7) тепло подводится в непрерывном потоке сжатого воздуха, а при постоянном объеме — в камере сгорания специальной конструкции, которая периодически отключается от газовой турбины, так что поток рабочего тела оказывается пульсирующим. Несмотря на некоторое преимущество (повышенный к.п.д. ГТУ при равной степени повышения давления сжатия в компрессоре), ГТУ с подводом теплоты при постоянном объеме пока не нашли практического применения главным образом из-за сложной конструкции камеры сгорания.

Коэффициент полезного действия идеального цикла ГТУ определяется соотношением

$$\eta = \frac{l_0}{q_1} = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4/T_1 - 1}{T_3/T_2 - 1}, \quad (11.9)$$

где q_1 — количество подведенной теплоты на изобаре 2—3, $q_2 = c_p(T_3 - T_2)$; q_2 — количество отведенной теплоты на изобаре 4—1 при выходе продуктов сгорания $q_2 = c_p(T_4 - T_1)$; c_p — теплоемкость продуктов сгорания, в соотношении (11.9) она принята постоянной.

Для газотурбинных установок в отличие от поршневых ДВС вместо параметра степени сжатия ε вводят параметр, характеризующий степень повышения давления в компрессоре $C = p_2/p_1$. Это обусловлено тем, что измерить давление до компрессора p_1 и после него p_2 значительно проще, чем измерить удельные объемы воздуха v_1 и v_2 в этих точках цикла. Выразим отношение температур в уравнении (11.9) через соотношение давлений сжатия для компрессора C , используя уравнения (5.22) — (5.24) адабаты для идеального газа

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{1}{C^{\frac{k-1}{k}}}; \quad (11.10)$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_2} = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{k-1}{k}} \cdot \frac{T_3}{T_2} \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Поскольку $p_3 = p_2$, а $p_4 = p_1$, то из последнего уравнения следует, что $T_4/T_1 = T_3/T_2$. С учетом этого, уравнение (11.9) принимает вид

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{C^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (11.11)$$

Из уравнения (11.11) следует, что к.п.д. идеального цикла

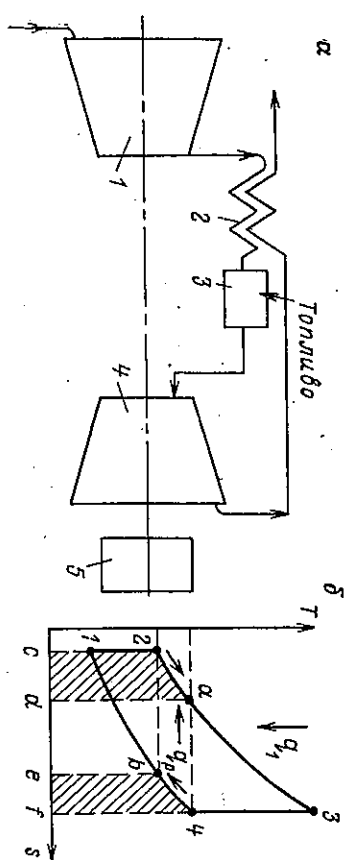


Рис. 11.8. Схема газотурбинной установки с регенерацией теплоты отходящих газов (а) и цикл этой установки в координатах $T-s$ (б)

непрерывно повышается с увеличением соотношения давления сжатия C .

Эффективность цикла газотурбинной установки можно повысить, усложнив схему ГТУ, в частности введением регенерации теплоты отходящих газов (рис. 11.8). В этой схеме продукты сгорания после газовой турбины 3 перед выбросом в атмосферу проходят регенератор 2, где подогревают сжатый воздух, подаваемый из компрессора 1 в камеру сгорания 3. Таким образом, при постоянной температуре газов перед турбиной T_3 сжатый воздух после компрессора на участке 2—а изобары 2—3 подогревается отходящими из турбины газами и только на участке а—3 он нагревается за счет сжатия топлива. Площади 2abc и b4fe характеризуют соответственно количество теплоты, подводимой к воздуху и отнимаемой от продуктов сгорания в процессе регенерации теплоты. Соответственно на величину площади 2abc уменьшается количество подводимой теплоты, а работа цикла, определяемая площадью 1234, остается без изменений. Это и приводит к увеличению к.п.д. цикла ГТУ с регенерацией теплоты по сравнению с к.п.д. ГТУ без регенерации теплоты отходящих газов, на валу нагревателя для газов б.

Пример 11.1. Определить параметры состояния (p , v , t , u , h , s) в крайних точках цикла газотурбинной установки простейшей схемы, работающей при следующих исходных данных (см. рис. 11.6, 11.7): начальное давление сжатия $p_1 = 0,1$ МПа; конечное давление $p_2 = 0,5$ МПа; начальная температура сжатия $t_1 = +15^\circ\text{C}$; начальная температура процесса расширения $t_3 = 750^\circ\text{C}$.

Внутреннюю энергию u , энтальпию h определить относительно $T_0 = 0^\circ\text{C}$, а энтропию s — относительно состояния при $T_0 = 273,2^\circ\text{C}$, $p_0 = 0,101$ МПа. Для каждого процесса цикла определить работу, количество подведенной или отведенной теплоты, изменение внутренней энергии и отведенной теплоты. Определить работу цикла, количество подведенной и отведенной теплоты, термический к.п.д. цикла, сравнить его с к.п.д. цикла Карно, имею-

цено одинаковые с расчетным циклом, максимальную и минимальную температуры.

Построить цикл в $p-v$ и $T-s$ координатах.
Рабочее тело — 1 кг воздуха ($R=0,287$ кДж/(кг·К); $c_p=1,006$ кДж/(кг·К); $c_v=c_p-R=0,719$ кДж/(кг·К)).

Для воздуха применимо уравнение состояния идеального газа $pv=Rt$.

Решение. 1. Определение параметров состояния в крайних точках цикла.
Точка 1. Принимая газ как идеальный, находим

$$p_1=0,1 \text{ МПа; } t_1=+15^\circ\text{C; } T_1=t_1+273,2=288,2 \text{ К;}$$

удельный объем:

$$v_1=\frac{RT_1}{p_1}=\frac{287\cdot 288,2}{0,1\cdot 10^6}=0,827 \text{ м}^3/\text{кг;}$$

плотность

$$\rho_1=\frac{1}{v_1}=1,21 \text{ кг/м}^3;$$

энтальпия

$$h_1=c_p T_1=1,006\cdot 288,2=289,9 \text{ кДж/кг;}$$

внутренняя энергия

$$u_1=c_v T_1=0,719\cdot 288,2=207,2 \text{ кДж/кг;}$$

энтропия

$$s_1=c_p \ln \frac{T_1}{T_0}-R \ln \frac{p_1}{p_0}=\frac{288,2}{273,2}-0,287 \ln \frac{0,1}{0,101}=0,057 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Если определение энтропии в точке идет при совпадающем значении давления $p_1=p_0$, то уравнение упрощается и принимает вид

$$s_1=c_p \ln \frac{T_1}{T_0}.$$

Точка 2.
Температура

$$T_2=T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}=288,2\left(\frac{0,5}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}=288,2\cdot 50,286=456,7 \text{ К;}$$

$$t_2=T_2-273,2=183,5^\circ\text{C;}$$

показатель адиабаты

$$k=\frac{c_p}{c_v}=\frac{1,006}{0,719}=1,4;$$

удельный объем

$$v_2=\frac{RT_2}{p_2}=\frac{287\cdot 456,7}{0,5\cdot 10^6}=0,262 \text{ м}^3/\text{кг;}$$

плотность

$$\rho_2=\frac{1}{v_2}=\frac{1}{0,262}=3,82 \text{ кг/м}^3;$$

энтальпия

$$h_2=c_p T_2=1,006\cdot 456,7=459,4 \text{ кДж/кг;}$$

внутренняя энергия

$$u_2=c_v T_2=0,719\cdot 456,7=328,4 \text{ кДж/кг;}$$

энтропия

$$s_2=c_p \ln \frac{T_2}{T_0}-R \ln \frac{p_2}{p_0}=1,006 \ln \frac{456,7}{273,2}-0,287 \ln \frac{0,5}{0,101}=0,057 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Точка 3.
Удельный объем

$$p_3=p_2=0,5 \text{ МПа; } T_3=t_3+273,2=1023,2 \text{ К;}$$

$$v_3=\frac{RT_3}{p_3}=\frac{287\cdot 1023,2}{0,5\cdot 10^6}=0,587 \text{ м}^3/\text{кг;}$$

плотность

$$\rho_3=\frac{1}{v_3}=\frac{1}{0,587}=1,704 \text{ кг/м}^3;$$

энтальпия

$$h_3=c_p T_3=1,006\cdot 1023,2=1029,3 \text{ кДж/кг;}$$

внутренняя энергия

$$u_3=c_v T_3=0,719\cdot 1023,2=735,7 \text{ кДж/кг;}$$

энтропия

$$s_3=c_p \ln \frac{T_3}{T_0}-R \ln \frac{p_3}{p_0}=\frac{1023,2}{273,2}-0,287 \ln \frac{0,5}{0,101}=0,869 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Точка 4.

$$p_4=p_1=0,1 \text{ МПа; } \frac{T_3}{T_4}=\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}};$$

температура

$$T_4=\frac{T_3}{\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{\frac{k-1}{k}}}=\frac{1023,2}{\left(\frac{0,5}{0,1}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}}}=\frac{1023,2}{50,286}=645,8 \text{ К;}$$

$$t_4=T_4-273,2=376,6^\circ\text{C;}$$

удельный объем

$$v_4=\frac{RT_4}{p_4}=\frac{287\cdot 645,8}{0,1\cdot 10^6}=1,85 \text{ м}^3/\text{кг;}$$

энтальпия

$$h_4 = c_p T_4 = 1,006 \cdot 645,8 = 649,7 \text{ кДж/кг};$$

внутренняя энергия

$$u_4 = c_v T_4 = 0,719 \cdot 645,8 = 470,8 \text{ кДж/кг};$$

энтропия

$$s_4 = c_p \ln \frac{T_4}{T_0} - R \ln \frac{p_4}{p_0} = 1,006 \ln \frac{645,8}{273,2} - 0,287 \ln \frac{0,1}{0,101} = 0,869 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

2. Построение цикла в координатах $p-v$ и $T-s$.

Процессы, изображаемые в $p-v$ и $T-s$ координатах, необходимо строить не менее чем по трем точкам.

Для нахождения параметров промежуточных точек вначале надо принять произвольно значение одного какого-либо параметра таким образом, чтобы это значение находилось между его численными значениями в крайних точках процесса. Последующий параметр определяется из уравнения, характеризующего данный процесс, составленного для одной (любой) из крайних точек процесса и для промежуточной точки (см. рис. 11.7).

Процесс 1—2. Возьмем произвольную точку a . Принимаем $p v^k = C$; $p_a = 0,3 \text{ МПа}$. По уравнению адиабаты идеального газа для точек a и 1 имеем

$$p_a v_a^k = p_1 v_1^k \text{ или } p_a^{\frac{1}{k}} v_a = p_1^{\frac{1}{k}} v_1.$$

Отсюда удельный объем в точке a

$$v_a = v_1 \left(\frac{p_1}{p_a} \right)^{\frac{1}{k}} = 0,287 \left(\frac{0,1}{0,3} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 0,377 \text{ м}^3/\text{кг};$$

температура

$$T_a = \frac{p_a v_a}{R} = \frac{0,3 \cdot 10^5 \cdot 0,377}{287} = 394,1 \text{ К}; \quad t_a = 120,9^\circ \text{C};$$

энтальпия

$$h_a = c_p T_a = 1,006 \cdot 394,1 = 396,5 \text{ кДж/кг};$$

внутренняя энергия

$$u_a = c_v T_a = 0,719 \cdot 394,1 = 283,4 \text{ кДж/кг};$$

энтропия

$$s_a = c_p \ln \frac{T_a}{T_0} - R \ln \frac{p_a}{p_0} = 1,006 \ln \frac{394,1}{273,2} - 0,287 \ln \frac{0,3}{0,101} = 0,0569 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Аналогично определяются параметры на всех других процессах рассматриваемого цикла. По найденным значениям строят цикл в координатах $p-v$ и $T-s$. Масштаб выбирается произвольно исходя из численных значений параметров.

3. Определение работы, количества подведенной или отведенной теплоты, изменение внутренней энергии, энтальпии и энтропии для каждого процесса.

Процесс 1—2 (адиабатный $\delta q = 0$)

$$q_{1,2} = \Delta u + l_{1,2} = \Delta h + w_{1,2} = 0.$$

Потенциальная работа отсюда

$$w_{1,2} = h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2) = 1,006 (288,2 - 456,7) = -169,5 \text{ кДж/кг}.$$

Знак минус показывает, что работа затрачивается.

Термодинамическая работа

$$\bullet l_{1,2} = u_1 - u_2 = c_v (T_1 - T_2) = 0,719 (288,2 - 456,7) = -121,2 \text{ кДж/кг}.$$

Работа затрачивается.

Изменение энтальпии

$$\Delta h = h_2 - h_1 = 169,5 \text{ кДж/кг};$$

изменение внутренней энергии

$$\Delta u = u_2 - u_1 = 121,2 \text{ кДж/кг};$$

изменение энтропии

$$s_{1,2} = 0, \text{ так как } q_{1,2} = 0.$$

Процесс 2—3 (изобарный, $p = \text{const}$)

$$l_{1,2} = p_2 (v_3 - v_2) = 0,5 \cdot 10^5 \cdot (0,587 - 0,262) = 162 \text{ кДж/кг},$$

$$w_{2,3} = 0, \text{ так как } p = \text{const};$$

$$q_{2,3} = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2) = 1,006 (1023,2 - 456,7) = 566,7 \text{ кДж/кг};$$

т. е. теплота подводится;

изменение внутренней энергии

$$\Delta u_{2,3} = c_v (T_3 - T_2) = 0,719 (1023,2 - 456,7) = 407,3 \text{ кДж/кг};$$

работа

$$l_{2,3} = q_{2,3} - \Delta u = 566,7 - 407,3 = 162 \text{ кДж/кг},$$

изменение энтропии в процессе 2—3

$$\Delta s_{2,3} = c_p \ln \frac{T_3}{T_2} = 1,006 \ln \frac{1023,2}{456,7} = 0,812 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

$$\Delta s_{2,3} = s_3 - s_2 = 0,812 \text{ кДж/кг}.$$

Процесс 3—4 (адиабатный, $\delta q = 0$)

$$q_{3,4} = \Delta u_{3,4} + l_{3,4} = \Delta h_{3,4} + w_{3,4} = 0;$$

отсюда потенциальная работа

$$w_{3,4} = -\Delta h_{3,4} = h_3 - h_4 = c_p (T_3 - T_4) = 1,006 (1023,2 - 645,8) = 379,7 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)};$$

термодинамическая работа

$$l_{3,4} = -\Delta u = u_3 - u_4 = c_v (T_3 - T_4) = 271,4 \text{ кДж/кг};$$

$$\Delta s_{3,4} = 0, \text{ так как } q_{3,4} = 0.$$

Процесс 4—1 (изобарный, $p = \text{const}$)

$w_{4,1} = 0;$

$$q_{4,1} = \Delta h_{4,1} + w_{4,1} = \Delta h = c_p (T_1 - T_4) = 1,006 (288,2 - 645,8) = -359,7 \text{ кДж/кг} -$$

Таблица 1

Точки	Параметры					
	p, МПа	v, м³/кг	t, °C	T, К	h, кДж/кг	u, кДж/кг
1	0,1	0,827	15	288,2	289,9	207,2
2	0,5	0,262	183,5	456,7	459,4	328,4
3	0,5	0,587	750	1023,2	1029,3	735,7
4	0,1	1,85	372,6	645,8	649,7	470,8
						0,057
						0,057
						0,869
						0,869

Таблица 2

Процессы	i, кДж/кг	w, кДж/кг	Δh, кДж/кг	Δu, кДж/кг	q, кДж/кг	Δs, кДж/(кг·К)
1-2	-121,2	-169,5	169,5	121,2	0	0
2-3	162	0	567,7	407,3	569,7	0,812
3-4	271,4	379,7	-379,4	271,4	0	0
4-1	-102,6	0	-359,7	-257,1	-359,7	-0,812

теплота отводится.

$$\Delta u_{1,1} = c_v(T_1 - T_4) = 0,719(288,2 - 645,8) = -257,1 \text{ кДж/кг};$$

$$i_{4,1} = p(v_1 - v_4) = 0,1 \cdot 10^6(0,827 - 1,85) = 102,6 \text{ кДж/кг}.$$

$$i_{4,1} = q_{4,1} - \Delta u_{4,1} = -359,7 - (-257,1) = -102,6 \text{ кДж/кг} -$$

Из первого начала термодинамики $q_{4,1} = \Delta u_{4,1} + i_{4,1}$ имеем

работа подводится;

$$\Delta s_{4,1} = c_p \ln \frac{T_1}{T_4} = 1,006 \ln \frac{288,2}{645,8} = -0,812 \text{ кДж/(кг·К)}$$

или

$$\Delta s_{4,1} = s_1 - s_4 = 0,056 - 0,868 = -0,812 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Данные вычисления сводятся в табл. 1, 2.

Работа цикла. Термодинамическая работа

$$l_4 = i_{1,2} + i_{2,3} + i_{3,4} + i_{4,1} = -121,2 + 162 + 271,4 - 102,6 \approx 210 \text{ кДж/кг}.$$

Потенциальная работа

$$w_u = w_{1,2} + w_{2,3} + w_{3,4} + w_{4,1} = -169,5 + 379,7 = 210 \text{ кДж/кг}.$$

В круговых процессах $l_u = w_u$.

Количество полезно использованной теплоты в цикле

$$q_{\text{пол}} = q_{2,3} - q_{4,1} = 569,7 - 359,7 = 210 \text{ кДж/кг}.$$

В круговом термодинамическом процессе количество полезно использованной теплоты численно равно работе

$$q_{\text{пол}} = w_u = l_u = 210 \text{ кДж/кг}.$$

Термический к. п. д. цикла

$$\eta_t = \frac{q_{\text{пол}}}{q_{\text{под}}} = \frac{210}{569,7} = 0,3686 \approx 37 \, \%.$$

К. п. д. цикла Карно, имеющего одинаковые с расчетным циклом максимальную и минимальную температуры,

$$\eta_t^{(k)} = 1 - \frac{T_{\text{min}}}{T_{\text{max}}} = 1 - \frac{288,2}{1023,2} = 0,7183 \approx 72 \, \%;$$

$$\eta_t^{(k)} > \eta_t.$$

Контрольные вопросы

1. Почему цикл Карно нельзя реализовать в реальных двигателях?
2. Что такое цикл Отто и цикл Дизеля?
3. Что представляет цикл смешанного сгорания топлива?
4. Из каких процессов состоит цикл газотурбинной установки? Каковы пути повышения экономичности ГТУ?

Глава 12 ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

§ 1. Назначение, устройство поршневых, центробежных и осевых компрессоров

Понятие компрессорные машины охватывает все возможные типы машин, предназначенных для сжатия газов и паров. По принципу действия компрессоры можно разбить на три основные группы: объемные, лопаточные и струйные. К объемным компрессорам относятся поршневые, ротационные и винтовые. К лопаточным компрессорам относятся центробежные и осевые. Струйные компрессоры из-за весьма низкого к. п. д. не получили широкого распространения в промышленности. Основными параметрами, характеризующими работу компрессорных машин, можно считать соотношение давлений сжатия, определяемое как отношение давления за компрессором к давлению перед компрессором, и их подачу. Под подачей принято понимать секундное или часовое количество газа или пара, которое подает компрессор, выраженное в кубических метрах газа или пара при параметрах, которые они имеют на входе в компрессор. Поршневой одноступенчатый компрессор (рис. 12.1) состоит из цилиндра 1, поршня 2, совершающего возвратно-послупательное движение, двух клапанов 3 — всасывающего и нагнетательного. Компрессор работает следующим образом. При движении поршня 2 слева направо давление газа в цилиндре становится меньше давления во всасываю-

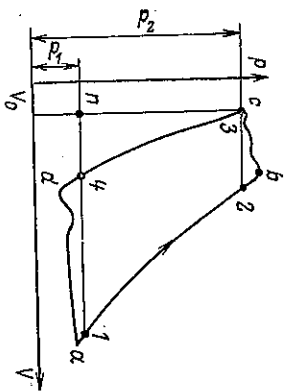


Рис. 12.1. Принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и индикаторная диаграмма в координатах $p-V$

в цилиндре падает с p_2 до p_1 теоретически мгновенно (линия 3—4), и процесс повторяется. Площадь 1234 характеризует работу, расходуемую идеальным компрессором на сжатие газа за один оборот его вала. Процессы, протекающие в реальных компрессорах, достаточно сложны, так как при этом приходится учитывать влияние вредного пространства, обусловленного тем, что поршень не может доходить в левом крайнем положении вплотную до крышки цилиндра и поэтому между поршнем и крышкой цилиндра всегда остается некоторый объем. В реальных компрессорах приходится учитывать потери давления при течении газа через клапаны, трение поршня о стенки цилиндра, утечки газа через неплотности и т. д. Все это вместе взятое сильно изменяет вид индикаторной диаграммы поршневого компрессора. В частности, из-за наличия сжатого газа во вредном пространстве при движении поршня слева направо давление газа в цилиндре изменяется по линии 3—4, а не мгновенно по линии 3—4. Вспыхивающий клапан открывается не при давлении p_1 , а при давлении, которому соответствует точка d .

То же самое относится к работе нагнетательного клапана, который открывается при давлении, несколько большем, чем давление p_2 . Анализируя работу компрессора по индикаторной диаграмме, нельзя говорить, как это иногда делается, о круговом процессе (или цикле) компрессора, потому что в компрессоре осуществляется только один процесс сжатия по линии 1—2 (или по линии $a-b$ в реальном компрессоре). Во время процес-

шем патрубке. Вспыхивающий клапан открывается и по мере движения поршня в крайнее положение полость цилиндра заполняется газом теоретически по линии 4—1. При обратном движении поршня справа налево всасывающий клапан закрывается и поршень сжимает газ в цилиндре теоретически по кривой 1—2, пока давление в цилиндре не достигнет давления p_2 , равного давлению газа в нагнетательной линии трубопровода. Открывается нагнетательный клапан, и поршень выталкивает газ в нагнетательную линию трубопровода при постоянном давлении p_2 (линия 2—3). В начале нового хода поршня слева направо вновь открывается всасывающий клапан, давление

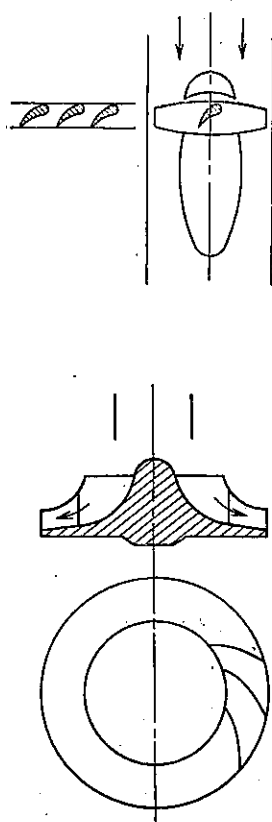


Рис. 12.2. Рабочее колесо осевого компрессора

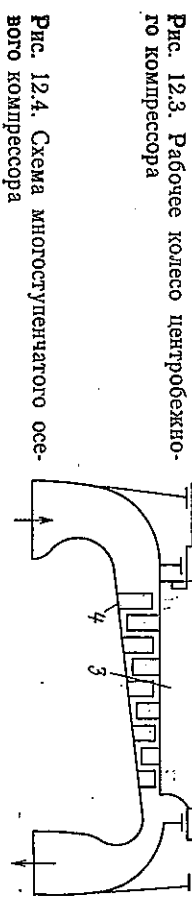


Рис. 12.3. Рабочее колесо центробежного компрессора

Рис. 12.4. Схема многоступенчатого осевого компрессора

сов всасывания (линия 4—1) и нагнетания (линия 2—3) состояние газа теоретически не меняется.

Поршневые компрессоры нашли широкое применение в народном хозяйстве. Основные их преимущества — длительный срок службы, способность работать в широком диапазоне давлений, возможность регулирования подачи за счет изменения числа оборотов и т. д. К недостаткам этих машин относятся большие масса и размеры, динамическая неуравновешенность, что требует для них мощных фундаментов, неравномерность подачи газа и т. п.

Осевые и центробежные компрессоры различаются между собой направлением основного потока в рабочем колесе. В осевом компрессоре (рис. 12.2) направление потока совпадает с осью вращения рабочего колеса, в центробежном компрессоре (рис. 12.3) поток движется в радиальном направлении. В осевых и центробежных компрессорах давление повышается в результате превращения кинетической энергии в потенциальную. Повышение давления, создаваемого одной ступенью осевого или центробежного компрессора, ограничивается аэродинамикой и прочностью рабочего колеса. При вращении колеса центробежного компрессора (рис. 12.3) поступающий в его центр газ отбрасывается в сторону, подобно тому, как отлетает камень, оторвавшийся при вращении от верев-

ки, к которой он привязан. Двигаясь по каналам между лопатками вращающегося колеса, газ под действием центробежной силы увеличивает свою скорость и сжимается. Если требуется получить большее давление, то последовательно включаются несколько отдельных колес, достигая желаемого повышения давления в нескольких ступенях; возникает многоступенчатая конструкция компрессорной машины.

Осевые компрессоры обычно выполняют многоступенчатыми. Каждая ступень состоит из рабочего колеса 1 (рис. 12.4) с рабочими лопатками и неподвижного направляющего аппарата 2. Газ из рабочего колеса первой ступени поступает в направляющий аппарат второй ступени, затем в следующий ряд рабочих лопаток этой ступени и т. д. Рабочие колеса ступеней вместе с валом, на котором они насажены, образуют ротор компрессора 3. Направляющие аппараты с корпусом, в котором они закреплены, составляют статор 4. Осевые и центробежные компрессоры характеризуются уравновешенностью в работе, плавной подачей газа и находят широкое применение на магистральных газопроводах как составные элементы газотурбинных установок.

§ 2. Термодинамический процесс одноступенчатого компрессора

При анализе термодинамического процесса сжатия газа в компрессоре основной интерес обычно представляет определение работы, затрачиваемой на сжатие газа, конечной температуры процесса сжатия. Удельную работу процесса сжатия можно найти из уравнения первого начала термодинамики (4.21), записанного для потока. При этом полагают, что процесс сжатия в компрессоре происходит при следующих условиях: теплообмен с окружающей средой весьма мал и, следовательно, $q_{1,2}^* = 0$; скорости движения газа во всасывающем и нагнетательном патрубках равны $c_1 = c_2$; изменением высоты центра тяжести потока можно пренебречь $z_1 = z_2$, необратимые потери отсутствуют ($w_{1,2}^{**} = 0$). При этих условиях уравнение (4.21) упрощается и удельная работа, затрачиваемая на сжатие 1 кг газа или пара в компрессоре, будет определяться соотношением

$$w_{1,2} = h_1 - h_2. \quad (12.1)$$

Для идеального газа уравнение принимает вид

$$w_{1,2} = h_1 - h_2 = c_p (T_1 - T_2), \quad (12.2)$$

где c_p — теплоемкость газа при постоянном давлении, Дж/(кг·°C); T_1 , T_2 — начальная T_1 и конечная T_2 температуры процесса сжатия, К; $w_{1,2}$ — удельная потенциальная (или тех-

ническая) работа сжатия, величина отрицательная, так как при сжатии приходится затрачивать работу, Дж/кг. Однако в расчетах для удобства ее определяют как положительную — по абсолютному значению.

Из соотношения (12.1) видно, что удельная работа сжатия по абсолютной величине равна увеличению энтальпии сжимаемого газа или пара

$$|w_{1,2}| = h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1). \quad (12.3)$$

Если обозначить G (кг/с) расход газа через компрессор, то можно определить мощность, которую затрачивают на сжатие газа в компрессоре,

$$N = G(h_2 - h_1). \quad (12.4)$$

Для идеального газа

$$N = G c_p (T_2 - T_1). \quad (12.5)$$

Полученные уравнения справедливы как для поршневых, так и для лопаточных машин, поэтому процессы сжатия газа в поршневых или лопаточных машинах с термодинамической точки зрения идентичны. Уравнения (12.1) и (12.4) справедливы для всех реальных газов, а также для определения работы и мощности, затрачиваемых в насосах при перекачке жидкостей.

Последнее уравнение (12.5) справедливо только для идеального газа. Воспользовавшись уравнениями гл. 5, можно определить работу сжатия в компрессоре для любого процесса. В частности, для обратимого адиабатного процесса из сопоставления уравнений (5.24) и (12.3) имеем

$$w_{1,2} = c_p (T_2 - T_1) = c_p T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right) = c_p T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (12.6)$$

Работа сжатия газа в реальном процессе определяется после введения понятия внутреннего относительного к. п. д. компрессора η_{lc} , характеризующего необратимые потери при сжатии,

$$w_i = \frac{1}{\eta_{lc}} w_{1,2} = \frac{1}{\eta_{lc}} \frac{k}{k-1} R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]. \quad (12.7)$$

Из диаграмм рис. 12.5 видно, что в реальном компрессоре из-за необратимых потерь линия процесса сжатия идет правее линии обратимого процесса (рис. 12.6). Это связано с тем, что необратимые потери переходят в тепло в внутреннюю оболочку

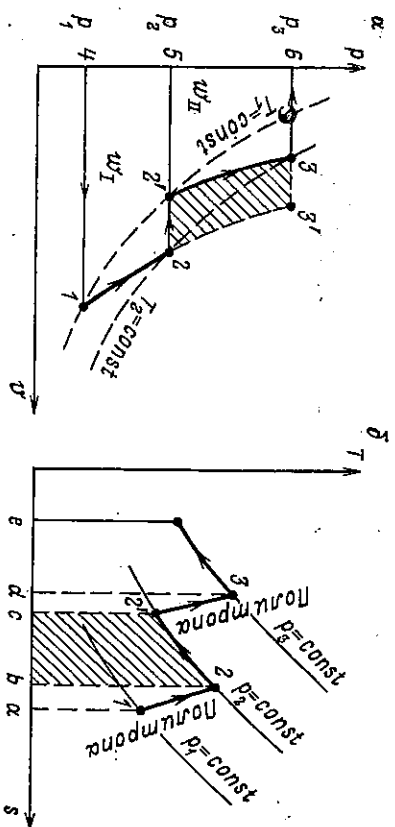


Рис. 12.5. Диаграммы сжатия газа в двухступенчатом компрессоре в координатах $p-v$ (а) и $T-s$ (б)

мена $\delta\omega^* = \delta q^* \neq 0$ и энтропия при этом возрастает. Отношение потенциальных работ ω_i и $\omega_{i,2}$ в процессах сжатия 1-2 и 1-2' характеризует внутреннее необратимые потери и определяет относительный внутренний к. п. д. компрессора

$$\eta_{i,0} = \frac{\omega_{i,2}}{\omega_i} < 1. \quad (12.8)$$

На диаграмме рис. 12.7 видно, что переход от адиабатного процесса сжатия (линия 12) к изотермическому (линия 12'), приводит к уменьшению работы сжатия, и наоборот. Для изотермического процесса удельная работа обратимого сжатия

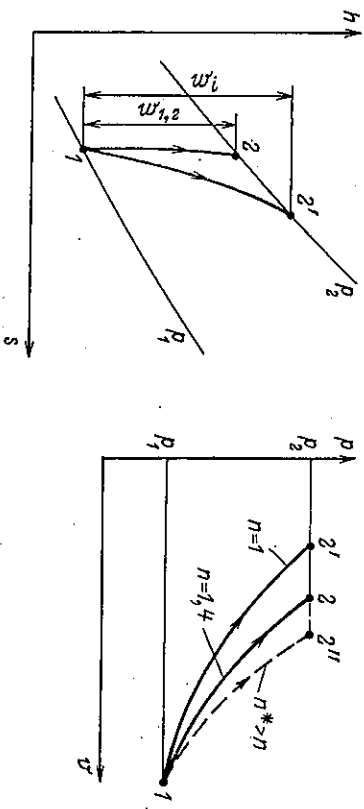


Рис. 12.6. Графики процесса сжатия в компрессоре в диаграмме $h-s$

Рис. 12.7. Графики работы сжатия в компрессоре при различных показателях процесса

может быть определена по уравнению (5.13) — по абсолютной величине

$$|l_{1,2}| = |\omega_{1,2}| = 2,3 p_1 v_1 \lg \frac{p_2}{p_1} = 2,3 RT_1 \lg \frac{p_2}{p_1}. \quad (12.9)$$

Реализация изотермического процесса в компрессорах, где необходимо постоянно отводить тепло, чтобы температура газа в процессе оставалась неизменной, практически трудно осуществима. Изотермический процесс сжатия остается как бы эталонным, к которому стремятся приблизить реальный процесс сжатия газа в компрессорах.

§ 3. Термодинамический процесс многоступенчатого компрессора

При высоких давлениях сжатия газа в одноступенчатом компрессоре в конце процесса температура газа достигает весьма высокого значения, что нежелательно, в частности из-за опасности воспламенения компрессора. Поэтому для получения газа высокого давления используют многоступенчатые компрессоры, представляющие собой несколько последовательно соединенных одноступенчатых компрессоров. Между отдельными ступенями устанавливают теплообменники, обеспечивающие охлаждение газа, сжатого в предыдущей ступени (рис. 12.8). Газ при давлении p_1 через выпускной клапан поступает в компрессор низкого давления 1, где сжимается политропно по линии 1-2 (см. рис. 12.5) с некоторым отводом теплоты при сжатии через стенки компрессора. Сжатый воздух поступает в холодильный 2, где, проходя по змеевику, он охлаждается проточной водой до первоначальной температуры T_1 (линия

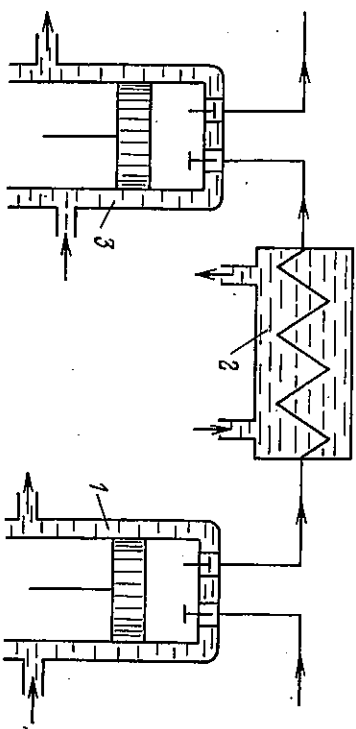


Рис. 12.8. Схема двухступенчатого компрессора: 1 — первая ступень сжатия (компрессор низкого давления); 2 — промежуточный холодильник; 3 — вторая ступень сжатия (компрессор высокого давления)

2—2') и выходит в компрессор высокого давления 3. Здесь газ вновь сжимается с некоторым отводом теплоты (процесс 2'—3) и выбрасывается в выкидную линию.

Промежуточное охлаждение газа в холодильнике дает существенный выигрыш в работе, измеряемой площадью 22'33' в координатах $p-v$ (см. рис. 12.5). Теплота, отданная газом в холодильник, определяется площадью в 22'сб в координатах $T-s$. Для получения наименьшей работы сжатия при проектировании многоступенчатых компрессоров стремятся, во-первых, обеспечить равенство температур газа на входе во все ступени компрессора и, во-вторых, обеспечить равенство работ сжатия по всем ступеням компрессора. Последнее условие можно выполнить, если степень повышения давления каждой ступени компрессора одинакова. Под степенью повышения давления понимается отношение давления газа на выходе из ступени к давлению на входе в ступень, т. е.

$$\chi_1 = p_2/p_1 = \chi_2 = p_3/p_2 \quad (12.10)$$

$$\psi_I = \psi_{II}. \quad (12.11)$$

Если в компрессоре не две, а m ступеней, то распределение давлений между ступенями компрессора должно отвечать условию

$$\chi_1 = \chi_2 = \dots = \chi_m = \sqrt[m]{\chi}. \quad (12.12)$$

Таким образом, зная начальное p_n и конечное давление p_k газа в компрессоре, можно определить общее соотношение давлений сжатия $\chi = p_k/p_n$ и подсчитать давления сжатия по ступеням. Затем по уравнению (12.6) подсчитать работу сжатия в каждой ступени и, просуммировав работы сжатия по ступеням, определить общую работу сжатия по компрессору в целом. Чем больше ступеней сжатия в компрессоре, тем ближе процесс приближается к изотермическому, тем сложнее и дороже компрессор. Сопротивления газа по тракту холодильников делают небольшими, поэтому считают, что процессы отвода теплоты осуществляются по изобарам.

Пример 12.1. Компрессор всасывает 100 м³/с воздуха при начальном давлении $p_1 = 0,1$ МПа и температуре $t_1 = 27^\circ\text{C}$. Конечное давление сжатия $p_2 = 0,8$ МПа. Определить теоретическую мощность двигателя для привода компрессора и расход охлаждающей воды, если ее температура при этом повышается на 13°C . Расчеты провести для изотермического, адиабатного и полипроного процессов сжатия. Показатель изотермы равен 1, полипроны — 1,2, адиабаты — 1,4. Теплоемкость воды — 4,19 кДж/(кг·°C).

Решение. 1. Изотермическое сжатие. Работу на сжатие воздуха в компрессоре определим по уравнению (12.9) по абсолютной величине

$$|W_{1,2}| = w_{1,2} V = 2,3 p_1 V_1 \lg \frac{p_2}{p_1} = 2,3 \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \lg 8 = 20\,800 \text{ кДж/ч.}$$

Теоретическая мощность двигателя — это работа в единицу времени

$$N = \frac{W_{1,2}}{3600} = \frac{20\,800}{3600} = 5,8 \text{ кВт.}$$

Теплота, отводимая с охлаждающей водой в изотермическом процессе по первому началу термодинамики (4.1), численно равна работе сжатия

$$Q = W_{1,2} = 20\,800 \text{ кДж/ч.}$$

Следовательно, расход охлаждающей воды

$$G = \frac{Q}{c_p \Delta t} = \frac{20\,800}{4,19 \cdot 13} \approx 382 \text{ кг/ч.}$$

2. Адиабатное сжатие. По уравнению (12.6) имеем

$$|W_{1,2}| = \frac{k}{k-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] = \frac{1,4}{0,4} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \left(8^{\frac{0,4}{1,4}} - 1 \right) = 28\,400 \text{ кДж/ч.}$$

Мощность двигателя в этом случае

$$N = \frac{W_{1,2}}{3600} \approx 7,9 \text{ кВт.}$$

3. Полипроное сжатие. По уравнению (5.40) имеем $W_{1,2} = G w_{1,2}$:

$$|W_{1,2}| = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{1,2}{0,2} \cdot 0,1 \cdot 10^6 \cdot 100 \left(8^{\frac{0,2}{1,2}} - 1 \right) = 24\,800 \text{ кДж/ч.}$$

Мощность двигателя

$$N = \frac{W_{1,2}}{3600} = \frac{24\,800}{3600} = 6,9 \text{ кВт.}$$

Количество теплоты, отводимой при сжатии от воздуха, находим по уравнению (5.46), $Q_{1,2} = G q_{1,2}$

$$Q_{1,2} = G \frac{k-n}{k-1} l_{1,2} = G \frac{k-n}{k-1} c_v (t_1 - t_2) = -116 \cdot 0,3615 \cdot 124,2 = -5208,2 \text{ кДж/ч.}$$

При этом

$$G = \frac{p_1 V_1}{R T_1} = \frac{0,1 \cdot 10^6 \cdot 100}{287 \cdot 300} = 116 \text{ кг/ч;}$$

$$c_v = \frac{k-n}{k-1} = \frac{0,2}{0,4} = 0,5 \text{ кДж/(кг·K),}$$

где c_p — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, при температуре $t_1 = 27^\circ\text{C}$ равна $\sim 0,723 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$.

Конечная температура сжатия определяется из уравнения (5.38)

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} = 81,2^{0,2} = 1,414.$$

Разность температур сжатия

$$\Delta T = T_1 - T_2 = \Delta t = t_1 - t_2 = 27 - 151,2 = -124,2^\circ\text{C}.$$

Расход охлаждающей воды

$$G = \frac{Q}{c_p \Delta t} = \frac{10416,4}{4,19 \cdot 13} = 191,2 \text{ кг/ч}.$$

Контрольные вопросы

1. Что такое компрессорная машина?
2. Каковы основные типы компрессорных машин? В чем их различие?
3. В чем различие термодинамического процесса в одноступенчатом и многоступенчатом компрессорах?
4. Что такое внутренний относительный к. п. д. компрессора? Как он определяется?

Глава 13 ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

§ 1. Содержание и сфера приложения законов теплообмена. Формы передачи теплоты

Теория теплопередачи изучает законы переноса теплоты в твердых, жидких и газообразных телах. Различают следующие формы передачи теплоты: теплопроводность, конвекцию и излучение.

Теплопроводность представляет собой процесс переноса теплоты (энергии) соприкасающимися, беспорядочно движущимися (колеблющимися) структурными частицами вещества (молекулами, атомами, электронами). Структурные частицы более нагретой части тела, обладающей большей энергией, соприкасаясь с окружающими частицами, передают им часть своей энергии. Такой теплообмен может осуществляться в любых термически неравновесных телах или системах тел. Механизм переноса энергии зависит от физического состояния тел.

В жидкостях, в твердых телах — диэлектриках перенос теплоты осуществляется путем непосредственной передачи теплоты движущимися молекул и атомов соседним частицам вещества.

В металлах перенос теплоты осуществляется путем движения (диффузии) свободных электронов; передача теплоты за

счет упругих колебаний кристаллической решетки второстепенна.

В газообразных телах распространение теплоты теплопроводностью происходит вследствие обмена энергией при соударении молекул, имеющих различную скорость теплового движения (путем диффузии молекул и атомов).

Конвекция представляет собой перенос теплоты при перемещении объемов текучей среды (жидкости или газа) в пространстве из области с одной температурой в область с другой.

Конвекция всегда сопровождается теплопроводностью, так как при этом соприкасаются частицы, имеющие различные температуры. Совместный перенос теплоты конвекцией и теплопроводностью называется *конвективным теплообменом*. Конвективный теплообмен между потоком жидкости или газа и поверхностью твердого тела называется теплоотдачей.

Э.Тепловое излучение — процесс переноса теплоты в виде электромагнитных волн. На поверхности тела его внутренняя энергия превращается в энергию электромагнитных волн различной длины, распространяющихся в пространстве со скоростью света. Распространяющиеся в пространстве электромагнитные волны могут поглощаться другими телами, превращаясь при этом во внутреннюю энергию этих тел. *Теплообмен излучением* — это процесс превращения внутренней энергии тел в энергию излучения, переноса излучения и его поглощения телом.

Рассмотренные формы переноса теплоты во многих случаях осуществляются совместно. Процесс теплопроводности и конвекции могут сопровождаться теплообменом излучения. Процесс передачи теплоты от горячей текучей среды холодной через разделяющую стенку называется *теплопередачей*.

Теплообмен в жидких и газовых смесях сопровождается переносом одного вещества в другое, т. е. *массообменом*. Теплообмен характеризуется выравниванием температуры, а массообмен — выравниванием концентраций компонентов. Совместное протекание процессов теплообмена и массообмена называется *тепломассообменом*.

Существуют стационарные (установившиеся) и нестационарные (неустановившиеся) процессы теплообмена.

Стационарными называются такие процессы теплообмена, при которых распределение температуры точек тела не зависит от времени, а зависит только от положения (координат) точек.

Нестационарными называются такие процессы теплообмена, при которых распределение температуры в теле зависит от положения точек и от времени (например, при нагревании и охлаждении тел). Теория теплопередачи является одним из раз-

делов современной науки и имеет большое практическое значение в энергетике, в технологических процессах, нефтяной, газовой, химической и в других отраслях промышленности.

§ 2. Передача теплоты теплопроводностью через плоскую однослойную и многослойную стенки

В основу теории теплопроводности положен закон Фурье — тепловой поток *прямо пропорционален температурному градиенту и площади поверхности тела*. Закон Фурье для плоской однослойной стенки (рис. 13.1) записывается следующим образом:

$$Q = \lambda \frac{\theta_1 - \theta_2}{\delta} \cdot F = \frac{\theta_1 - \theta_2}{R} \cdot F, \quad (13.1)$$

где Q — тепловой поток (количество передаваемой теплоты в единицу времени), Вт; $(\theta_1 - \theta_2)/\delta = \Delta\theta/\delta$ — температурный градиент, характеризующий изменение температуры на единицу длины пути потока, $^{\circ}\text{C}/\text{м}$; $\Delta\theta = \theta_1 - \theta_2$ — изменение температуры на пути теплового потока (температурный напор), т. е. разность температур поверхностей плоской стенки, $^{\circ}\text{C}$; δ — толщина стенки (длина пути теплового потока), м; F — площадь поверхности стенки, м^2 ; λ — коэффициент теплопроводности материала стенки, $\text{Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$; $R = \delta/\lambda$ — термическое сопротивление стенки, равное отношению толщины стенки к ее коэффициенту теплопроводности, $\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}/\text{Вт}$.

В дифференциальной форме закон Фурье

$$Q = -\lambda \frac{d\theta}{dx} \cdot F. \quad (13.2)$$

Здесь $d\theta/dx$ — температурный градиент.

Отношение теплового потока к площади поверхности теплопроводности называется *плотностью теплового потока*

$$q = \frac{Q}{F} = \frac{\lambda}{\delta} (\theta_1 - \theta_2). \quad (13.3)$$

Коэффициент теплопроводности характеризует способность тел проводить теплоту

$$\lambda = Q\delta/(F\Delta\theta) = q\delta/\Delta\theta. \quad (13.4)$$

По своему физическому смыслу коэффициент теплопроводности (13.4) есть тепловой поток Q при единичном значении температурного градиента $\Delta\theta/\delta$ через единичную площадь поверхности F .

Для каждого тела коэффициент теплопроводности имеет свое численное значение и зависит от природы, пористости, влажности, давления, температуры и других параметров. Чис-

ленное значение определяется опытным путем. В практических расчетах используют значения коэффициента теплопроводности, которые приводятся в справочных таблицах. При выводе уравнения (13.1) принято, что λ не зависит от температуры и является постоянной величиной. Однако коэффициент теплопроводности всех материалов изменяется с изменением температуры по линейному закону во всем рассматриваемом интервале температур или по участкам

$$\lambda = \lambda_0 (1 \pm b\theta), \quad (13.5)$$

где λ_0 — коэффициент теплопроводности при температуре θ_0 (0°C); b — постоянная, характеризующая приращение (уменьшение) λ материала при повышении его температуры на 1°C .

Наихудшими проводниками теплоты являются газы. Коэффициент теплопроводности газов возрастает с увеличением температуры и изменяется в пределах $0,005 - 0,5 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$.

Коэффициент теплопроводности жидкостей лежит в пределах $0,07 - 0,7 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$ и, как правило (за исключением воды и глицерина), уменьшается с увеличением температуры.

Наилучшими проводниками теплоты являются металлы, у которых $\lambda = 16 - 418 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{C})$. У большей части металлов с возрастанием температуры он уменьшается.

Поверхности теплообменных аппаратов, трубчатых печей и котельных установок с обеих сторон покрыты загрязнениями, стенки трубопроводов покрываются тепловой и антикоррозийной изоляцией, стенки кладки топок паровых котлов и трубчатых печей состоят из нескольких слоев обычного и огнеупорного кирпича и т. д. Тепловой поток, проходя через такую стенку, преодолевает сопротивление нескольких слоев.

Рассмотрим передачу теплоты теплопроводностью через плоскую трехслойную стенку (рис. 13.2) при условиях: толщина слоев стенки $\delta_1, \delta_2, \delta_3$; коэффициенты теплопроводности материалов соответственно $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$; контакт между слоями идеальный, т. е. контактное термиче-

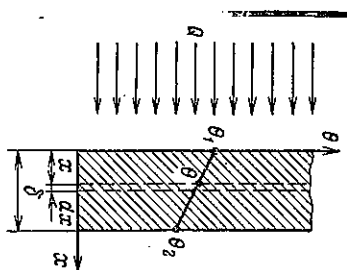


Рис. 13.1. Передача теплоты теплопроводностью в плоской однослойной стенке; распределение температур

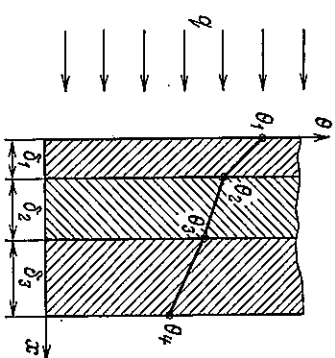


Рис. 13.2. Передача теплоты теплопроводностью через плоскую трехслойную стенку; распределение температур

ское сопротивление отсутствует и температура на границе смежных слоев одинакова. Перенос теплоты происходит в стационарных условиях — плотность теплового потока по всем слоям стенки имеет одно и то же значение ($q = \text{const}$)

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (\theta_1 - \theta_2) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (\theta_2 - \theta_3) = \frac{\lambda_3}{\delta_3} (\theta_3 - \theta_4).$$

Выделим из этого ряда равенств разности температур (падения температуры по слоям стенки)

$$\theta_1 - \theta_2 = q \frac{\delta_1}{\lambda_1} = q R_{12};$$

$$\theta_2 - \theta_3 = q \frac{\delta_2}{\lambda_2} = q R_{23};$$

$$\theta_3 - \theta_4 = q \frac{\delta_3}{\lambda_3} = q R_{34}.$$

Складывая левые и правые части уравнений разности температур, получим слева изменение температуры в стенке $\theta_1 - \theta_4$, справа — произведение плотности теплового потока q и общего термического сопротивления $R_1 + R_2 + R_3 = R$

$$\theta_1 - \theta_4 = q \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) = q (R_1 + R_2 + R_3).$$

Таким образом, для плотности теплового потока при переносе теплоты теплопроводностью через плоскую трехслойную стенку получим следующее выражение:

$$q = \frac{\theta_1 - \theta_4}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3}} = \frac{\theta_1 - \theta_4}{R_1 + R_2 + R_3}. \quad (13.6)$$

В общем случае для стенки, состоящей из n слоев, это выражение запишется так:

$$q = \frac{\theta_1 - \theta_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\theta_1 - \theta_{n+1}}{\sum_{i=1}^n R_i} = \frac{\theta_1 - \theta_{n+1}}{R}. \quad (13.7)$$

где R — термическое сопротивление многослойной стенки.

Плотность теплового потока прямо пропорциональна температуре напору $\theta_1 - \theta_{n+1}$ и обратно пропорциональна термическому сопротивлению стенки R .

Выражение (13.6) можно привести к виду уравнения теплопроводности для плоской однослойной стенки (13.3). При замене плоской многослойной стенки условной (эквивалентной) однослойной принимают, что их термические сопротивления равны ($R = R_3$); толщина эквивалентной однослойной стенки

равна толщине многослойной стенки

$$\Delta = \sum_{i=1}^n \delta_i = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \dots + \delta_n.$$

Тогда выражение плотности теплового потока можно записать

$$q = \frac{\lambda_3}{\Delta} (\theta_1 - \theta_{n+1}). \quad (13.8)$$

Коэффициент теплопроводности условной однослойной стенки определяется из равенства термических сопротивлений

$$\frac{\Delta}{\lambda_3} = \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}; \quad \lambda_3 = \frac{\Delta}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{\Delta}{\sum_{i=1}^n R_i}. \quad (13.9)$$

Таким образом, λ_3 зависит не только от коэффициентов теплопроводности материалов, слоев стенки, но и от их толщин.

Пример 13.1. Плоская стенка печи состоит из двух слоев: огнеупорного кирпича ($\delta_1 = 500$ мм) и строительного кирпича ($\delta_2 = 250$ мм). Температура внутренней поверхности стенки $\theta_1 = 1260^\circ\text{C}$, температура наружной поверхности стенки $\theta_2 = 108^\circ\text{C}$. Определить плотность теплового потока q при стационарной теплопроводности стенки и температуру стенки на границе слоев θ_3 . Коэффициенты теплопроводности огнеупорного кирпича $\lambda_1 = 1,16$ Вт/(м·°C) и строительного кирпича $\lambda_2 = 0,58$ Вт/(м·°C).

Решение. Суммарная толщина стенки

$$\Delta = \delta_1 + \delta_2 = 0,50 + 0,25 = 0,75 \text{ м.}$$

Общее термическое сопротивление стенки

$$R = R_1 + R_2 = \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} = \frac{0,50}{1,16} + \frac{0,25}{0,58} = 0,862 \text{ (м}^2 \cdot ^\circ\text{C) / Вт.}$$

Эквивалентный коэффициент теплопроводности условной однослойной стенки

$$\lambda_3 = \frac{\Delta}{R} = \frac{0,75}{0,862} = 0,87 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C).}$$

Плотность теплового потока

$$q = \frac{\lambda_3}{\Delta} (\theta_1 - \theta_{n+1}) = \frac{0,87}{0,75} (1260 - 108) = 1336 \text{ Вт/м}^2.$$

Температура стенки на границе слоев

$$\theta_3 = \theta_1 - q R_1 = 1260 - 1336 \cdot 0,431 = 684^\circ\text{C.}$$

§ 3. Передача теплоты теплопроводностью через криволинейные (цилиндрическую, сферическую) однослойную и многослойную стенки

В аппаратах энергетических и технологических установок передача теплоты осуществляется как через плоские, так и через цилиндрические и сферические стенки (рис. 13.3). Теп-

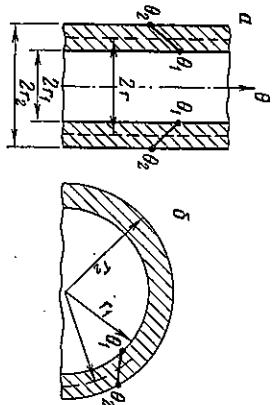


Рис. 13.3. Передача теплоты теплопроводностью через цилиндрическую (а) и сферическую (б) стенки; расчетные температуры

$$Q = \frac{\lambda}{\delta} F_m (\theta_1 - \theta_2). \quad (13.10)$$

Расчетная поверхность теплопроводности принимается в зависимости от вида стенки, через которую происходит передача теплоты:

для плоской стенки $F_m = F_1 = F_2 = F$;
для цилиндрической стенки

$$F_m = F_{ml} = (F_2 - F_1) / \ln(F_2/F_1) = \psi \sqrt{F_1 F_2} (\ln N = 2,3 \lg N);$$

для сферической стенки $F_m = F_{mg} = \sqrt{F_1 F_2}$, где δ — толщина стенки ($\delta = r_2 - r_1$); F_1, F_2 — площади внутренней и наружной поверхностей трубы (сферы), м²; ψ — коэффициент, характеризующий отношение средней логарифмической F_{ml} к средней геометрической F_{mg} .

Следовательно, тепловой поток в криволинейных стенках пропорционален температурному напору $(\theta_1 - \theta_2)$, расчетной площади поверхности F_m и обратно пропорционален ее толщине $\delta = r_2 - r_1$.

Тепловой поток (в Вт/м), отнесенный к единице длины трубы Q/L , называется *линейной плотностью теплового потока* q_l и определяется по формуле

$$q_l = \frac{Q}{L} = \frac{\pi (\theta_1 - \theta_2)}{\ln(r_2/r_1)} = \frac{\pi (\theta_1 - \theta_2)}{2\lambda \ln(d_2/d_1)}. \quad (13.11)$$

Значения коэффициента ψ

F_2/F_1	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2
ψ	1	1,0014	1,0047	1,009	1,014	1,02
F_2/F_1	2,5	3	4	5	6	
ψ	1,035	1,051	1,082	1,111	1,139	

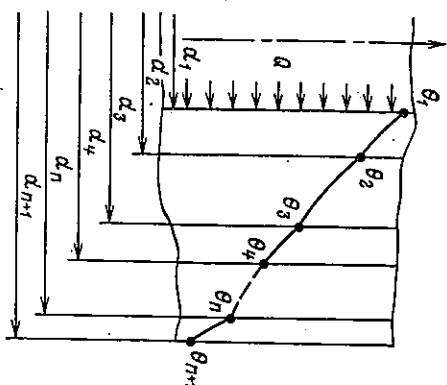


Рис. 13.4. Передача теплоты теплопроводностью через многослойные криволинейные стенки; распределение температур

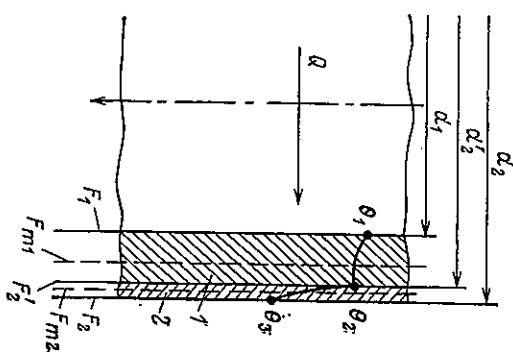


Рис. 13.5. Передача теплоты теплопроводностью через двуслойную стенку насосно-компрессорных труб нагнетательной скважины

Как уже указывалось, на практике часто перенос теплоты происходит через многослойные криволинейные стенки (рис. 13.4). Для этих стенок тепловой поток определяется из выражения (13.12). Это выражение выводится так же, как и для плоской многослойной стенки

$$Q = \frac{\theta_1 - \theta_{n+1}}{\sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F_{mi}}} = \frac{\lambda_s}{\Delta} F_m (\theta_1 - \theta_{n+1}), \quad (13.12)$$

где θ_1, θ_{n+1} — температура поверхностей стенок на входе и выходе теплового потока; $\delta_i, \lambda_i, F_{mi}$ — толщина, коэффициент теплопроводности и расчетная поверхность рассматриваемого слоя i ; Δ — общая толщина многослойной стенки

$$\Delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \dots + \delta_n = \sum_{i=1}^n \delta_i;$$

F_m — расчетная поверхность теплопроводности стенки; λ_s — эквивалентный коэффициент теплопроводности многослойной стенки, определяемый из равенства термических сопротивлений однослойной условной и многослойной реальной стенок,

$$\lambda_s = \Delta \left(F_m \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F_{mi}} \right).$$

Следовательно, эквивалентный коэффициент теплопроводности зависит не только от значений коэффициентов теплопроводности материала и толщины слоев стенки (λ_i, δ_i), но и от соотношения значений площадей поверхностей ($F_{m,i}$ и F_m).
Линейная плотность теплового потока для многослойной стенки трубы

$$q_l = \frac{\pi (\theta_1 - \theta_{n+1})}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} \quad (13.13)$$

Пример 13.2. При нагревании водяного пара в нефтяной пласт для повышения нефтеотдачи наружная поверхность насосно-компрессорных труб (НКТ) изолируется асбестовой бумагой. Определить температуру наружной поверхности изоляции θ_2 и на границе слоев стенки θ_3 (рис. 13.5), если размеры НКТ и коэффициент теплопроводности материала труб: $d_1=63$ мм, $d_2=73$ мм, $\lambda_1=48$ Вт/(м·°C); толщина слоя и коэффициент теплопроводности асбестовой бумаги $\delta_2=1,5$ мм, $\lambda_2=0,21$ Вт/(м·°C); температура внутренней поверхности НКТ $\theta_1=320^\circ\text{C}$; плотность теплового потока

$$q = Q/F_m = 7200 \text{ Вт/м}^2.$$

Решение. 1. Средние расчетные площади поверхности отдельных слоев и двухслойной цилиндрической стенки:

$$F_1 = \pi d_1 l = 3,14 \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 0,198 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \pi d_2 l = 3,14 \cdot 73 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 0,229 \text{ м}^2;$$

$$F_{m,1} = \psi \sqrt{F_1 F_2} = 1,001 \sqrt{0,0453} = 0,213 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \pi d_2 l = 3,14 \cdot 76 \cdot 10^{-3} \cdot 1 = 0,239 \text{ м}^2;$$

$$F_{m,2} = \psi \sqrt{F_2 F_2} = 1 \sqrt{0,0547} = 0,234 \text{ м}^2;$$

$$F_m = \psi \sqrt{F_1 F_2} = 1,0014 \sqrt{0,0472} = 0,217 \text{ м}^2.$$

2. Общее термическое сопротивление стенки:

$$R = R_1 + R_2 = \frac{\delta_1}{\lambda_1 F_{m,1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 F_{m,2}} = \frac{5 \cdot 10^{-3}}{48 \cdot 0,213} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{0,21 \cdot 0,234} = 31 \cdot 10^{-3} (\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})/\text{Вт}.$$

3. Эквивалентный коэффициент теплопроводности условной стенки

$$\lambda_g = \frac{\Delta}{F_m R} = \frac{6,5 \cdot 10^{-3}}{[0,217 \cdot 31 \cdot 10^{-3}]} = 0,967 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}.$$

4. Температура на наружной поверхности изоляции

$$\theta_{n+1} = \theta_3 = \theta_1 - q \frac{\Delta}{\lambda_g} = 320 - 7200 \frac{6,5 \cdot 10^{-3}}{0,967} = 271,6^\circ\text{C}.$$

5. Температура на наружной поверхности НКТ

$$\theta_2 = \theta_1 - \frac{\delta_1}{\lambda_1} \frac{F_m}{F_{m,1}} q = 320 - \frac{5 \cdot 10^{-3}}{48} \cdot \frac{0,217}{0,213} \cdot 7200 = 319^\circ\text{C}.$$

§ 4. Основной закон конвективного теплообмена

Наибольший интерес в инженерных расчетах, как уже говорилось, представляет конвективный теплообмен между жидкостью и поверхностью твердого тела, называемый теплоотдачей.

Теплоотдачу принято рассчитывать по формуле Ньютона — Рихмана

$$Q = \alpha (\theta - t) F = \alpha (t - \theta) F \quad (13.14)$$

и плотность теплового потока

$$q = \alpha (\theta - t) = \alpha (t - \theta) = \alpha \Delta T_p, \quad (13.15)$$

где Q — тепловой поток, Вт; α — коэффициент, характеризующий условия теплообмена между жидкостью и поверхностью твердого тела, называемый коэффициентом теплоотдачи, Вт/(м²·°C); θ, t, t_p — температура твердого тела и горячей или холодной жидкости, °C; F — площадь поверхности теплоотдачи, м²; ΔT_p — расчетный температурный напор, °C.

В соответствии с формулой (13.15) по своему физическому содержанию коэффициент теплоотдачи ($\alpha = q/\Delta T_p$) — это плотность теплового потока q при значении температурного напора в 1°C или 1 К.

При вычислении теплового потока по формуле (13.14) основные трудности заключаются в определении коэффициента теплоотдачи. Важнейшими факторами, оказывающими влияние на коэффициент теплоотдачи, являются следующие: природа возникновения движения жидкости у поверхности теплообмена, режим движения жидкости, физические свойства жидкости, форма, размеры, положение в пространстве и состояние поверхности теплообмена.

Возникновение движения жидкости у поверхности теплообмена. Процесс теплоотдачи протекает по-разному в зависимости от природы возникновения движения жидкости. Для осуществления движения жидкости необходимо действие сил. Силы, действующие на жидкость, разделяются на массовые (объемные) и поверхностные. Массовые — это такие силы, которые приложены ко всем частицам жидкости и обусловлены внешними силовыми полями (гравитационным, электрическим и др.).

Поверхностные — это такие силы, которые приложены к поверхности объема окружающей жидкости или твердых тел. Таким образом, на этот объем действуют силы внешнего давления, создаваемого работой насосов, компрессоров и вентиляторов, и силы трения. В зависимости от природы возникновения движения

жидкости различают свободную (естественную) и вынужденную конвекцию.

Свободной конвекцией называется движение жидкости, вызванное неоднородным распределением массовых сил, обусловленное разностью плотности нагретых и холодных слоев, находящихся в поле тяготения. В этом случае нагретые слои жидкости испытывают действие архимедовой силы и движутся вверх и, наоборот, охлажденные слои движутся вниз. Свободная конвекция в отличие от вынужденной не может осуществляться без теплообмена.

Вынужденной конвекцией называется движение жидкости, вызванное действием внешних поверхностных сил, создаваемых работой насосов, компрессоров и т. д. В отличие от свободной вынужденная конвекция может и не сопровождаться теплообменом (изотермическое течение); в этом случае осуществляется конвективный перенос массы. Вынужденная конвекция в общем случае может сопровождаться и свободной конвекцией. Доля в переносе теплоты свободной конвекцией тем больше, чем больше разность температур отдельных частей среды и чем меньше скорость вынужденного движения. При больших скоростях вынужденного движения влияние свободной конвекции становится пренебрежимо малым.

Примером вынужденной конвекции может служить перенос теплоты от горячей воды к внутренней поверхности батареи водяного отопления. Горячая вода движется по секциям батареи под действием работы водяных насосов. От внешней поверхности батареи к окружающему воздуху помещения тепло передается в условиях свободной конвекции. Движение воздуха около внешней поверхности батареи осуществляется вследствие разности плотностей нагретого (около поверхности батареи поднимающегося вверх) и холодного (вдали от поверхности опускающегося вниз) воздуха.

Режим движения жидкости. Различают ламинарный и турбулентный режимы движения жидкости.

Ламинарным называется такое движение жидкости, при котором отдельные струи перемещаются параллельно, друг другу и стенкам канала, не перемешиваясь (рис. 13.6). При таком режиме перенос теплоты от одной струйки к другой осуществляется только теплопроводностью. Коэффициент теплопроводности жидкостей (капельных и газов) невелик, поэтому теплоотдача будет сравнительно мала.

Турбулентным называется такое движение, при котором отдельные частицы жидкости перемещаются беспорядочно (хаотично), т. е. частицы жидкости перемещаются как вдоль, так и поперек канала. Однако на границе жидкости и стенки сохраняется струйное ламинарное движение (см. рис. 13.6). Участок, где сохраняется ламинарное движение жидкости, на-

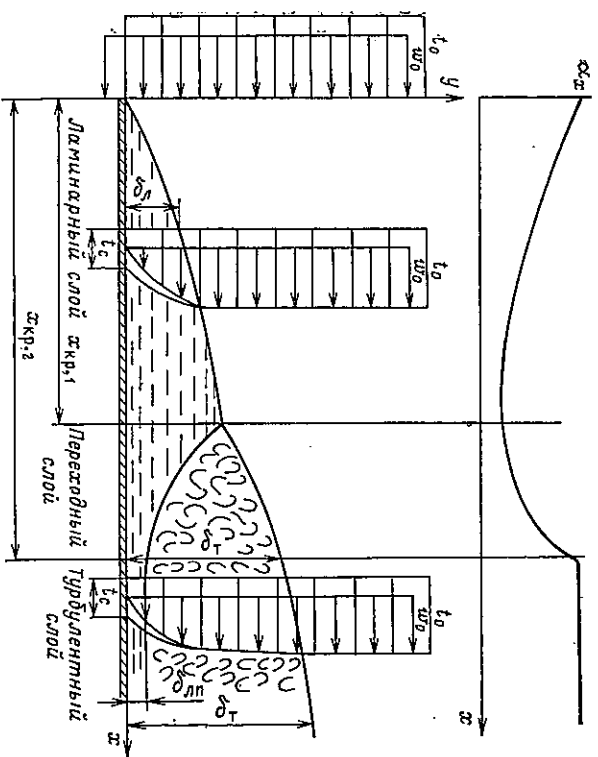


Рис. 13.6. Строение ламинарного и турбулентного пограничного слоя при омывании плоской поверхности; распределение температуры и скорости в слое:
 t_0 , w_0 — температура и скорость набегающего потока; t_c — температура стенки; δ_r — толщина турбулентного пограничного слоя; δ_n — толщина ламинарного слоя; $\delta_{n,л}$ — толщина ламинарного подслоя; α_x — значение коэффициента теплоотдачи при ламинарном, переходном, турбулентном течениях; $x_{кр1}$, $x_{кр2}$ — координаты начала и конца переходного течения

зывается вязким под слоем; толщина этого подслоя очень мала. В турбулентном ядре частицы жидкости перемешиваются и перенос теплоты осуществляется конвекцией. При перемешивании неизбежны столкновения частиц, обладающих различной энергией, поэтому, естественно, происходит перенос теплоты и теплопроводностью. В вязком подслое тепло передается теплопроводностью. На рис. 13.6 показано распределение скоростей и температур при ламинарном и турбулентном движении; наибольшее падение температуры наблюдается в вязком подслое. Следовательно, при передаче теплоты в условиях турбулентного движения основное термическое сопротивление представляет вязкий подслой.

Коэффициент теплоотдачи α_x с ростом толщины пограничного слоя δ_x при ламинарном режиме течения уменьшается; в переходной зоне нарастает степень турбулентизации, уменьшается толщина ламинарного слоя и α_x возрастает; при турбулентном режиме течения средняя толщина ламинарного под-

слоя $\delta_{\text{пл}}$ не меняется, поэтому α_x в этой части течения сохраняется постоянным значением.

Физические свойства жидкостей. Теплоотдача зависит от распределения скорости и температуры в пристенной области. Формирование и распределение скоростей и температур определяются теплофизическими свойствами жидкостей: вязкостью μ , коэффициентом теплопроводности λ , теплоемкостью c_p , плотностью ρ .

Форма, размеры, положение в пространстве и состояние поверхности теплообмена. Форма поверхности (плита, одиночная труба или пучок труб), положение в пространстве (вертикальное или горизонтальное, конвективное или шахматное расположение труб в пучке), характер омывания поверхности (продольное или поперечное), размеры и состояние ее (степень шероховатости) — все это создает специфические условия для распределения скорости и температуры в пристенной области и в конечном счете для теплоотдачи.

Рассмотренные группы факторов показывают сложность определения коэффициента теплоотдачи. Поэтому теоретическое определение коэффициента теплоотдачи возможно только для частных, наиболее простых задач. В большинстве же случаев коэффициент теплоотдачи определяется опытным путем на основе теории подобия и размерностей.

§ 5. Принципы теории подобия и размерностей

Определение коэффициента теплоотдачи, как уже говорилось ранее, осуществляется экспериментально на промышленных установках или на их моделях в лабораторных условиях.

Опытные исследования на промышленных установках связаны с большими трудностями (производимость и сложность установок, дороговизна, невозможность исследования всех режимов и т. д.), преодолеть которые не всегда удается. Проведение экспериментов на моделях с целью получения зависимостей для определения коэффициента теплоотдачи предполагает наличие теории, которая давала бы ответ на следующие вопросы: 1) какие величины нужно измерять в опыте; 2) как обрабатывать данные опыта; 3) на какие явления можно в дальнейшем распространить полученные расчетные зависимости.

На все эти вопросы дает ответы теория подобия. Наибольший вклад в разработку теории подобия в нашей стране сделали М. В. Кирпичев и А. А. Гухман. Понятие подобия заимствовано из геометрии, где рассматриваются условия подобия геометрических фигур. Для подобия геометрических фигур достаточно соблюдения обычных признаков подобия (пропорциональность сходственных сторон, равенство углов и

др.). Для подобия физических процессов необходимо обеспечить целый ряд условий, в том числе равенство безразмерных комплексов, называемых критериями (числами) подобия.

Первый вывод теории подобия (Ньютон, 1685 г.) формулируется так: *подобные между собой явления имеют одинаковые критерии подобия*. Этот вывод дает ответ на первый поставленный вопрос: в опытах нужно измерять все те величины, которые входят в критерии подобия, характеризующие данный процесс.

Второй вывод теории подобия (Федерман, 1911 г. и Букингем, 1914 г.) гласит: *решение дифференциального уравнения может быть представлено в виде функциональной зависимости от между критериями подобия, характеризующими процесс и полученные из исходного уравнения. Такая зависимость называется уравнением подобия*. Следовательно, этот вывод отвечает на второй вопрос: опытные данные надо обработать в виде зависимости между критериями подобия, т. е. в виде уравнения подобия.

Третий вывод теории подобия (М. В. Кирпичев и А. А. Гухман, 1936 г.): *подобны между собой те явления, которые равны наделяют к одному классу, к одному роду и имеют равные определяющие критерии подобия*. Этот вывод дает ответ на третий вопрос: расчетные зависимости, полученные в результате обработки опытных данных, могут быть распространены на группу явлений, подобных изученному.

Таким образом, теория подобия применяется в том случае, когда известны дифференциальные уравнения, описывающие рассматриваемый процесс, но решить эти уравнения невозможно. Тогда из дифференциальных уравнений получают выражения чисел (критериев) подобия. А опытным путем находят расчетные зависимости — уравнения подобия.

Когда же дифференциальных уравнений, описывающих изучаемый процесс, нет и они не могут быть получены, применяется теория размерностей. Однако должен быть известен перечень величин, оказывающих существенное влияние на развитие рассматриваемого процесса. Например, для свободной конвекции такой перечень величин определяется исходной зависимостью

$$\alpha = f(l, g\beta, \rho, \mu, \lambda, \phi, c_p), \quad (13.16)$$

где l — характерный для данного процесса линейный размер, м; $g\beta$ — ускорение подъемной силы, м/(с²·К); ρ — плотность жидкости, кг/м³; μ — динамическая вязкость жидкости, Па·с; λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·°С); ϕ — разность температур стенки и жидкости, °С; c_p — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·°С). Экспериментальное исследование этой зависимости вследствие необходимости проведе-

ния большого числа опытов неосуществимо. Теория размерностей позволяет свести выражение от семи независимых переменных (13.16) к зависимости от двух обобщенных переменных (к уравнению подобия)

$$Nu = f(P_r, Gr). \quad (13.17)$$

Таким образом обеспечивается возможность экспериментального изучения конвективного теплообмена в условиях свободного движения, так как число необходимых опытов резко снижается

$$N = a^n, \quad (13.18)$$

где N — общее число необходимых опытов; a — число опытов для выявления зависимости от одной переменной; n — число независимых переменных.

В расчетных уравнениях конвективного теплообмена наибольшее применение получили следующие безразмерные комплексы (критерии) подобия: Нуссельта Nu , Рейнольдса Re , Прандтля Pr , Пекле Pe и Грасгофа Gr . Числам подобия присвоены имена ученых, сделавших большой вклад в область теплообмена и гидродинамики.

Числа подобия, составленные только из заданных величин математического описания задачи, называются *определяющими критериями подобия*. Критерии подобия, содержащие зависимость переменные (в задачах конвективного теплообмена чаще всего α), называются *определяемыми*.

Число Нуссельта, или критерий теплоотдачи, характеризует соотношение тепловых потоков, передаваемых конвекцией и теплопроводностью по нормали через пристенный слой

$$Nu = \alpha l / \lambda, \quad (13.19)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·С); l — определяющий линейный размер, м; λ — коэффициент теплопроводности жидкости, Вт/(м·С).

Линейный размер, существенно влияющий на развитие процесса конвективного теплообмена, называется определяющим. Для каждого расчетного выражения (уравнения подобия) конвективного теплообмена определяющий линейный размер указывается особо.

Число Рейнольдса — критерий гидродинамического подобия характеризуется соотношением сил инерции и молекулярного трения (вязкости)

$$Re = w l / \nu, \quad (13.20)$$

где w — средняя (линейная) скорость жидкости (в м/с) определяется отношением объемного расхода к площади попереч-

ного сечения потока, м/с; $\omega = v/f$; $\nu = \mu/\rho$ — кинематическая вязкость жидкости, м²/с.

По числовому значению критерия Re судят о режиме движения жидкости в трубах круглого сечения; $Re \leq 2320$ — движение жидкости ламинарное; $Re \geq 10^4$ — движение жидкости развитое турбулентное; $2320 < Re < 10^4$ — режим движения переходный, т. е. по своему характеру неустойчивый.

Число Прандтля характеризует физические свойства жидкости и их влияние на конвективный теплообмен

$$Pr = \nu / a, \quad (13.21)$$

где a — коэффициент температуропроводности жидкости, м²/с. Число Прандтля определяет подобие температурных и скоростных полей в потоке жидкости (при $Pr = 1$ поля температур и скоростей течения точно подобны). Для газов число Pr зависит только от их атомности; для одноатомных $Pr = 0,67$, для двухатомных $Pr = 0,72$ и многоатомных $Pr \approx 1$.

Число Пекле — критерий конвективного теплообмена характеризует отношение плотности теплового потока, передаваемого конвекцией, к плотности теплового потока, передаваемого теплопроводностью,

$$Pe = w l / a. \quad (13.22)$$

Число Pe — произведение двух безразмерных чисел подобия Рейнольдса и Прандтля

$$Pe = Re Pr.$$

Число Грасгофа характеризует соотношение подъемной силы, возникшей вследствие разности плотностей нагретых и холодных частей жидкости и силы молекулярного трения, интенсивность свободного движения жидкости

$$Gr = g \beta^2 \theta l^3 / \nu^2, \quad (13.23)$$

для g — ускорение свободного падения, м/с²; β — температурный коэффициент объемного расширения, К⁻¹; θ — разность между температурами жидкости и стенки, °С.

Характеристики теплофизических свойств жидкостей, входящие в выражения чисел подобия, в общем случае зависят от температуры. Поэтому для определения численных значений критериев подобия в каждом уравнении подобия указывается температура, при которой берутся теплофизические характеристики.

§ 6. Обобщенные зависимости (уравнения подобия) конвективного теплообмена

Установившийся конвективный теплообмен в общем случае описывается следующим уравнением подобия (капельные жидкости):

$$Nu = C Re^m Pr^n (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.24)$$

Для конкретных условий конвективного теплообмена уравнение (13.24) иногда можно упростить. При вынужденном турбулентном движении можно пренебречь влиянием свободного движения, и тогда из аргументов выпадет Gr и уравнение подобия (13.24) примет вид

$$Nu = C Re^m Pr^n (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.25)$$

При чисто свободном движении в числе аргументов не будет критерия Re и тогда уравнение подобия запишется так:

$$Nu = C Pr^n Gr^p (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \text{ или}$$

$$Nu = C (Gr Pr)^n (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.26)$$

В том случае, когда конвектирующей средой является газ, может отсутствовать критерий Pr, поскольку он имеет постоянное значение для газов одинаковой атомности и уравнения подобия (13.25) и (13.26) принимают еще более простой вид

$$Nu = C Re^m \text{ и } Nu = C Gr^p \quad (13.27)$$

Введение множителя $(Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}$ в уравнения подобия для капельных жидкостей дает возможность использовать эти уравнения при любом направлении теплового потока (от стенки к среде и наоборот) и учесть изменение теплофизических свойств среды. Индексы «ж» и «с» означают, что теплофизические параметры жидкости следует выбирать при средней ее температуре и соответственно при средней температуре стенки.

При больших изменениях значений температуры (порядка сотен градусов) переменность теплофизических параметров газа от температуры учитывается введением множителя $(T_c/T_0)^n$ в уравнение подобия.

Теплоотдача при вынужденном движении жидкости

Теплоотдача при омывании плоской стенки. Среднее значение коэффициента теплоотдачи определяется из уравнений подобия:

при ламинарном течении $Re \leq 4 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,66 Re^{0,5} Pr^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (13.28)$$

при турбулентном течении $Re > 4 \cdot 10^4$

$$Nu = 0,037 Re^{0,8} Pr^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.29)$$

В этих формулах в качестве определяющей температуры принята температура жидкости вдали от тела ($t_0 = idem$); в качестве определяющего линейного размера — длина пластины по направлению потока.

Теплоотдача при движении жидкости в трубах. При ламинарном течении жидкости в трубах возможны два режима движения: вязкостный и вязкостно-гравитационный. Наличие в жидкости разности температур (без которой невозможен теплообмен) приводит к возникновению подъемной силы, т. е. к существованию наряду с вынужденной также свободной конвекции.

Ламинарный режим вынужденной конвекции, при котором влиянием свободной конвекции можно пренебречь, называется *вязкостным*. Вязкостный режим существует при $(Gr Pr) < 8 \cdot 10^5$ и средний коэффициент теплоотдачи при этом режиме определяется из уравнения подобия

$$Nu = 1,55 \left(Re \frac{d}{l} \right)^{1/3} (Pr_c/Pr_{ж})^{-0,14} \quad (13.30)$$

Формула (13.30) действительна при $\frac{1}{Re} \frac{l}{d} < 0,01$, $t_c = idem$ и $0,7 \leq \mu_c/\mu_{ж} \leq 1500$. Определяющим линейным размером является внутренний диаметр трубы; определяющей температурой принята температура $t = t_c \pm \Delta t_{ж}/2$ (знак минус при нагревании и плюс при охлаждении); $\Delta t_1 = (\Delta t_1 - \Delta t_2)/\ln \Delta t_1/\Delta t_2$ — средний логарифмический температурный напор; $\Delta \bar{t}_{жк} = |t_c - \bar{t}_{жк}|$; $\Delta \bar{t}_{вжк} = |\bar{t}_{вжк} - \bar{t}_{вжк}|$ — средняя температура жидкости в начале и в конце омывания поверхности теплообмена; $\Delta \bar{t}_1$ — наибольший, $\Delta \bar{t}_2$ — наименьший средние температурные напоры из температурных напоров $\Delta \bar{t}_{вжк}$ и $\Delta \bar{t}_{жк}$.

Вязкостно-гравитационный режим существует при $(Gr Pr) > 8 \cdot 10^5$, и средний коэффициент теплоотдачи определяется из уравнения подобия

$$Nu = 0,15 Re^{0,33} Pr^{0,33} (Gr Pr)^{0,1} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.31)$$

Формула (13.31) действительна при $l/d > 50$; за определяющий линейный размер принят внутренний диаметр трубы; за определяющую температуру — средняя температура потока.

Для определения среднего коэффициента теплоотдачи при развитии турбулентном движении рекомендуется формула М. А. Михеева

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \quad (13.32)$$

В качестве определяющего линейного размера здесь принят внутренний диаметр трубы; определяющая температура — средняя температура потока; формула действительна при $l/d > 50$. Если течение происходит по каналам некруглого сечения, то в качестве определяющего линейного размера принимается эквивалентный диаметр, определяемый по уравнению $d_e = 4f/u$, где f — площадь поперечного сечения канала (живое сечение); u — полный смоченный периметр канала.

Более интенсивно, чем в прямых трубах, протекает процесс теплоотдачи в изогнутых трубах (змеевиках). Для вычисления коэффициента теплоотдачи при турбулентном движении в змеевике и соответствующих условиях можно использовать соотношение $\alpha_{зм} = \alpha(1 + 1,8 d/R)$, где $\alpha_{зм}$ — коэффициент теплоотдачи в изогнутой трубе; α — коэффициент теплоотдачи в прямой трубе, вычисленный по формуле (13.32); d — диаметр трубы; R — радиус змеевика.

Теплоотдача при поперечном обтекании труб

Процесс теплоотдачи при поперечном обтекании труб имеет особенности, которые обусловлены гидродинамикой движения жидкости вблизи поверхности трубы (рис. 13.7). В соответствии с этим меняется коэффициент теплоотдачи по поверхности трубы. В лобовой части он наибольший, далее по периметру трубы α падает и достигает минимального значения в точке отрыва потока (точка a). В вихревой части коэффициент теплоотдачи увеличивается.

При значениях $Re > 200\ 000$ пограничный слой до отрыва переходит в турбулентный (рис. 13.7, б); при этом точка отрыва перемещается в сторону больших φ . Изменение коэффициента теплоотдачи в этих условиях имеет более сложный характер.

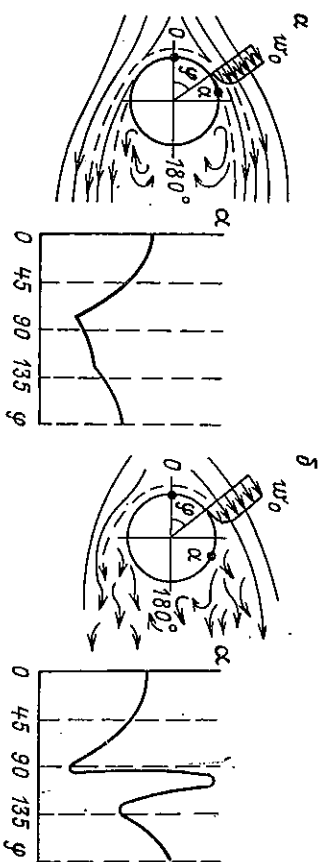


Рис. 13.7. Схемы и графики изменения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании одиночной трубы для ламинарного (а) и турбулентного (б) пограничных слоев

Для определения коэффициента теплоотдачи при поперечном обтекании одиночной трубы используют следующие уравнения подобия:

$$Nu = 0,5 Re^{0,5} Pr^{0,38} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (13.33)$$

при $Re = 10^3 - 2 \cdot 10^5$

$$Nu = 0,25 Re^{0,6} Pr^{0,38} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}. \quad (13.34)$$

За определяющий линейный размер принят внешний диаметр трубы; за определяющую температуру — температура потока; скорость жидкости отнесена к самому узкому сечению канала, в котором расположена труба.

Формулы (13.33), (13.34) и (13.35) справедливы при условии, что угол между направлением потока и осью трубы, называемой углом атаки, равен 90° . При уменьшении угла атаки α уменьшается. Если угол атаки меньше 90° , то полученный коэффициент теплоотдачи необходимо умножить на поправочный коэффициент, значения которого приводятся в справочной литературе.

При омывании поперечным потоком жидкости пучка труб интенсивность теплоотдачи зависит не только от факторов, влияющих на теплоотдачу одиночной трубы, но и от взаимного расположения труб в пучке, а также от плотности пучка. Обычно применяют коридорное (по вершинам квадрата) и шахматное (по вершинам треугольника) расположения труб в пучке (рис. 13.8). Плотность расположения труб в пучке характеризуется соотношениями между поперечным шагом s_1 , продольным шагом s_2 и внешним диаметром труб. Исследованными установлено, что теплоотдача труб второго и третьего рядов постепенно возрастает по сравнению с теплоотдачей первого ряда. Это объясняется увеличением турбулентности потока при прохождении его через пучок. Начиная с третьего

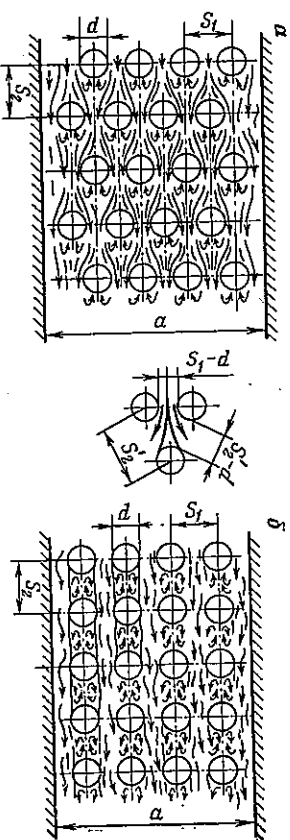


Рис. 13.8. Омывание пучков труб при шахматном (а) и коридорном (б) расположении (s_1 , s_2 — поперечный, продольный и диагональный соответственно шаг трубы)

ряда поток практически стабилизируется, поэтому и средний коэффициент теплоотдачи для всех последующих рядов сохраняется постоянным значение. Если значение коэффициента теплоотдачи третьего ряда (и последующих рядов) α_3 , то в коридорном пучке для первого и второго ряда труб коэффициент теплоотдачи $\alpha_1=0,6\alpha_3$ и $\alpha_2=0,9\alpha_3$, при шахматном расположении $\alpha_1=0,6\alpha_3$ и $\alpha_2=0,7\alpha_3$. Средний коэффициент теплоотдачи для третьего и последующих рядов определяется из уравнения подобия

$$Nu = C Re^m Pr^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} \varepsilon_s. \quad (13.35)$$

Для шахматных пучков $C=0,41$; $n=0,6$; для коридорных пучков $C=0,26$, $n=0,65$. Поправочный коэффициент ε_s учитывает влияние относительных шагов; для шахматного пучка при $s_1/s_2 < 2$; $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{1/6}$ при $s_1/s_2 \geq 2$; $\varepsilon_s = 1,12$; для коридорного пучка $\varepsilon_s = (s_1/s_2)^{-0,15}$. Формула (13.35) действительна при $Re = 10^3 - 10^5$. В качестве определяющего линейного размера принят внешний диаметр труб; в качестве определяющей температуры — средняя температура жидкости; скорость определяется в самом узком сечении пучка труб.

Среднее значение коэффициента теплоотдачи для всего пучка, состоящего из n рядов, определяется по формуле

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_1 F_1 + \alpha_2 F_2 + \dots + \alpha_n F_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}, \quad (13.36)$$

где F_1, F_2, \dots, F_n — поверхности теплообмена в соответствующем ряду.

Если предположить, что в ряду $F_1 = F_2 = F_3 = \dots = F_n$ и учитывая, что $\alpha_3 = \alpha_4 = \dots = \alpha_n$, то можно написать

$$\alpha_{ср} = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_n (n-2)}{n}. \quad (13.37)$$

Принимая во внимание приближенные значения α_1 и α_2 , получим:

для коридорного пучка

$$\alpha_{ср} = (n-0,5) \alpha/n; \quad (13.38)$$

для шахматного пучка

$$\alpha_{ср} = (n-0,7) \alpha/n. \quad (13.39)$$

Теплоотдача при свободном движении жидкости

У поверхности нагретого тела в поле тяготения слои жидкости, прилегающей к нему, нагреваются, становятся легче и начинают двигаться вверх; возникают восходящие конвективные потоки. У охлажденной поверхности соответственно конвективные потоки будут направлены вниз. Если объем, в ко-

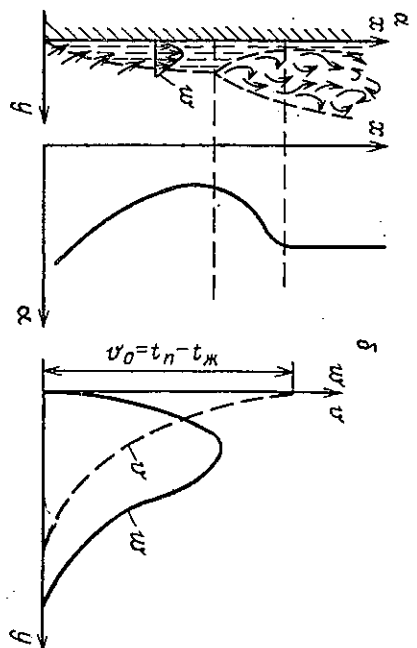


Рис. 13.9. Свободное движение жидкости вдоль нагретой вертикальной поверхности (а) и графики изменения коэффициента теплоотдачи α , распределение температуры ν и скорости w в граничном слое (б)

тором расположено тело, велик, так что конвективные потоки, возникающие у поверхности тела, не вызывают циркуляции во всем объеме, движение называют *свободной конвекцией* в неограниченном пространстве.

При свободном движении жидкости вдоль горячей вертикальной поверхности сначала толщина нагретого слоя жидкости мала и течение ламинарное (рис. 13.9). Постепенно по высоте стенки движением увлекается все большее количество жидкости. Толщина ламинарного слоя растет. Затем он разрушается и наступает турбулентный режим течения. На участке ламинарного течения α уменьшается в связи с увеличением толщины граничного слоя движущейся жидкости, а на участке переходного течения вследствие повышения степени турбулизации и уменьшения толщины ламинарного слоя оно резко возрастает и далее по высоте стенки при развитии турбулентном течении сохраняется постоянным.

Коэффициент теплоотдачи при свободном движении жидкости в большом объеме определяется из следующих уравнений подобия:

для горизонтальных труб при ламинарном течении жидкости ($10^3 < GrPr < 10^9$)

$$Nu = 0,5 (GrPr)^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (13.40)$$

для вертикальных труб и плоских стенок при ламинарном течении жидкости ($10^3 < GrPr < 10^9$)

$$Nu = 0,76 (GrPr)^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (13.41)$$

для вертикальных труб и плоских стенок при турбулентном,

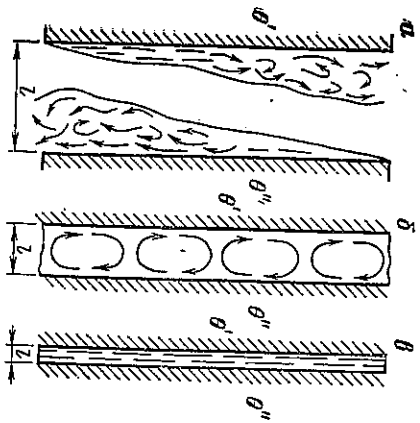


Рис. 13.10. Образование отдельных циркуляционных контуров в узких каналах и щелях:
а — восходящий и нисходящий потоки не взаимодействуют; б — образование отдельных циркуляционных контуров при взаимодействии потоков; в — восходящий и нисходящий потоки полностью загромождают друг друга, среда неподвижна

течении жидкости ($GrPr > 10^9$)

$$Nu = 0,15 (GrPr)^{0,33} (Pr_{ж}/Pr_{с})^{0,25} \quad (13.42)$$

В этих уравнениях определяющей температурой является температура жидкости выдвиг от поверхности; определяющим линейным размером для горизонтальных труб — их диаметр, а для вертикальных поверхностей — их высота.

В узких каналах и щелях восходящий (у нагретой поверхности) и нисходящий (у холодной) потоки взаимно затормаживаются и образуют несколько отдельных циркуляционных контуров (рис. 13.10). В этом случае плотность теплового потока определяется по формулам теплопроводности. При этом коэффициент теплопроводности среды λ заменяется эквивалентным коэффициентом теплопроводности $\lambda_э$, который учитывает перенос теллоты теплопроводностью и конвекцией,

$$\lambda_э = \epsilon_k \lambda. \quad (13.43)$$

Коэффициент ϵ_k определяется следующим образом:

$$(GrPr) \leq 10^3; \quad \epsilon_k = 1; \quad (13.44)$$

при

$$(GrPr) > 10^3; \quad \epsilon_k = 0,18 (GrPr)^{0,25}. \quad (13.45)$$

В качестве определяющего линейного размера принимается толщина прослойки; определяющей температуры — средняя температура жидкости $t_{ж} = 1/2(\theta' + \theta'')$.

Температура при изменении агрегатного состояния

Агрегатное состояние жидкости, омывающей поверхность твердого тела, изменяется в тех случаях, когда температура поверхности тела θ становится выше или ниже температуры

фазового превращения жидкости t_k при данном давлении. В первом случае ($\theta > t_k$) теплоотдача сопровождается кипением жидкости, а во втором ($\theta < t_k$) — конденсацией пара.

Теплоотдача при кипении и конденсации. Опыт показывает, что температура кипения жидкости всегда несколько выше t_k . Она остается почти постоянной в направлении от свободного уровня к поверхности теплообмена (рис. 13.11, а) и лишь в слое толщиной 2—5 мм у самой стенки резко возрастает. Следовательно, в прилегающем к стенке слое жидкости перегрева на $\Delta t = \theta - t_k$; эта величина называется температурным напором. На участке АВ при $\Delta t = 0-5^\circ\text{C}$, $q = 100-5600 \text{ Вт/м}^2$ значение коэффициента теплоотдачи невелико и определяется условиями свободной конвекции однофазной жидкости. При дальнейшем повышении Δt на участке ВС значения коэффициентов теплоотдачи и q резко увеличиваются и при $\Delta t = 25^\circ\text{C}$ в точке С достигают своего максимального значения: $\alpha_{кр} = 5,85 \cdot 10^4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$, $q_{кр} = 1,45 \cdot 10^6 \text{ Вт/м}^2$. При дальнейшем повышении Δt режим кипения изменяется. Пузырьковый режим кипения переходит в пленочный, когда отдельные расположенные рядом пузырьки сливаются в одну общую пленку, отделяющую жидкость от поверхности нагрева. Вследствие сравнительно малого коэффициента теплопроводности пара интенсивность теплоотдачи при этом резко падает. Пленка, образовавшаяся у поверхности нагрева, неустойчива; она непрерывно разрывается на части и в виде больших пузырей удаляется, а на ее месте возникает новая. Каждая жидкость в зависимости от физических свойств и интенсивности циркуляции при кипении имеет свои значения Δt , α и q , при которых пузырьковый режим переходит в пленочный.

В практических расчетах для воды удобно пользоваться следующими уравнениями:

$$\alpha = 4,38 q^{0,7} p^{0,15}; \quad (13.46)$$

$$\alpha = 106 \Delta t^{2,33} p^{0,5}. \quad (13.47)$$

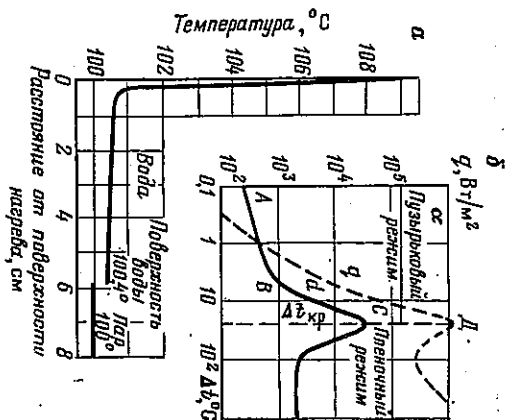


Рис. 13.11. Графики распределения температуры в кипящей жидкости (а) и изменения коэффициента теплоотдачи α и плотности теплового потока q от температурного напора Δt при кипении (б)

Зависимости (13.46) и (13.47) действительны в диапазоне давлений от 0,1 до 5 МПа.

При кипении фреона 12 в диапазоне температур от —40 до 10°C для определения α рекомендуется формула

$$\alpha = 5,4 q^{0,6} \quad (13.48)$$

При кипении фреона 11 может быть использована зависимость

$$\alpha = 4 q^{0,6} \quad (13.49)$$

В этих уравнениях q — в Вт/м², p — в МПа, коэффициент теплоотдачи — Вт/(м²·°C). При вынужденном движении кипящей жидкости в трубах теплоотдача осуществляется по-разному. Если обозначить коэффициент теплоотдачи, полученный по формуле (13.46), α_q , а коэффициент теплоотдачи, рассчитанный по уравнению подобия для однофазной жидкости (13.32), α_{sw} , то, как показывают опыты, при $\alpha_q/\alpha_{sw} < 0,5$ коэффициент теплоотдачи при пузырьковом кипении движущейся воды в трубе $\alpha = \alpha_{sw}$, а при $\alpha_q/\alpha_{sw} > 2$, $\alpha = \alpha_q$. В области $0,5 \leq \alpha_q/\alpha_{sw} \leq 2$ коэффициент теплоотдачи определяют по формуле

$$\alpha = (4\alpha_{sw} + \alpha_q) \alpha_{sw} / (5\alpha_{sw} - \alpha_q) \quad (13.50)$$

Теплоотдача при конденсации пара. При соприкосновении пара со стенкой, температура которой ниже температуры насыщения t_s , пар конденсируется в зависимости от состояния поверхности стенки; образовавшаяся жидкость может принимать форму капель или пленки. В соответствии с этим конденсация пара называется капельной и пленочной. *Капельная конденсация* происходит в условиях естественного движения, когда конденсат не смачивает поверхности стенки. Это обычно наблюдается на поверхности стенок, покрытых тонким слоем масла, керосина или жирных кислот. При капельной конденсации теплоотдача в 5—10 раз выше, чем при пленочной. Однако *пленочная конденсация* имеет наибольший практический интерес, поскольку она встречается преимущественно в различного рода промышленных теплообменных аппаратах. Предполагается, что при ламинарном движении пленки конденсата тепло передается через слой пленки теплопроводностью.

В результате обобщения экспериментальных данных, полученных для различных жидкостей, предлагаются следующие расчетные формулы для определения среднего коэффициента теплоотдачи при конденсации чистого пара и ламинарном движении пленки:

для вертикальной стенки или трубы высотой h

$$Nu = 0,42 K_0^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}; \quad (13.51)$$

для горизонтальной трубы диаметром d

$$Nu = 0,72 K_0^{0,25} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25}, \quad (13.52)$$

где $K_0 = g^2 r / (\nu \alpha_c \Delta t) = g^2 r_0 / (\nu \lambda \Delta t)$ — критерий конденсации; r — теплота конденсации, Дж/кг; c_p — теплоемкость конденсата, Дж/(кг·°C); α — коэффициент теплопроводности конденсата, м²/с; ν — кинематическая вязкость конденсата, м²/с.

В этих уравнениях определяющий линейный размер для вертикальных стенок и труб — их высота, а для горизонтальных труб — диаметр; определяющая температура — температура насыщения t_s .

Примерные значения коэффициента теплоотдачи в Вт/(м²·K) для различных условий теплообмена лежат в пределах: нагревание и охлаждение воздуха 1—150, нагревание и охлаждение воды 200—12 000, нагревание пара 25—125, нагревание и охлаждение масла 50—1800, кипение воды 50—60 000, конденсация пара на смачиваемой поверхности 4500—16 000, конденсация пара на несмачиваемой поверхности 40 000—120 000.

Пример 13.3. По насосу-компрессорным трубам (НКТ) нагнетательной скважины с внутренним диаметром 63 мм подается в нефтяной пласт горячая вода 900 м³/сут при средней температуре 85°C; средняя температура стенок НКТ 80°C. Определить средний коэффициент теплоотдачи на участке скважины на глубине 600 м.

Решение. Из справочных таблиц 1. $Pr_{ж} = 2,1$; $Pr_c = 2,25$. Кинематическая вязкость воды при средней температуре $\nu_{ж} = 3,46 \cdot 10^{-7}$ м²/с; коэффициент теплопроводности воды

$$\lambda_{ж} = 0,678 \text{ Вт/(м·°C)}.$$

Живое сечение НКТ

$$f = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi}{4} \cdot 63^2 \cdot 10^{-6} = 31,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

2. Объемная секундная подача горячей воды

$$V = 900/24 \cdot 3600 = 1,042 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}.$$

3. Скорость протекания воды по НКТ

$$w = \frac{V}{f} = \frac{1,042 \cdot 10^{-2}}{31,16 \cdot 10^{-4}} = 3,34 \text{ м/с}.$$

4. Число Рейнольдса

$$Re_{ж} = \frac{wd}{\nu_{ж}} = \frac{3,34 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{3,46 \cdot 10^{-7}} = 608,2 \cdot 10^3.$$

Поскольку $Re > 10^4$, режим движения воды турбулентный. Для нахождения Nu воспользуемся уравнением подобия (13.20)

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr_c^{0,43} (Pr_{ж}/Pr_c)^{0,25} = 0,021 (608,2 \cdot 10^3)^{0,8} 2,1^{0,43} (2,1/2,25)^{0,25} = 1220.$$

Отсюда находим коэффициент теплоотдачи

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda_{ж}}; \quad \alpha = \frac{Nu \lambda_{ж}}{d} = \frac{1220 \cdot 0,678}{63 \cdot 10^{-3}} = 12900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

Пример 13.4. При нагнетании водяного пара кольцевой зазор между наружной поверхностью изоляции насосно-компрессорных труб ($d_{н.н.} = 76 \text{ мм}$) и обсадной колонной (ОК) ($d_{о.к.} = 158 \text{ мм}$) заполнен водой (рис. 13.12). Температура наружной поверхности изоляции 272°С . Определить температуру внутренней поверхности обсадной колонны, если плотность теплового потока 7200 Вт/м^2 и теплофизические свойства воды при средней температуре составляют $\nu = 1,33 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$; $\lambda = 0,59 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{С)}$; $Pr = 0,87$; $\beta = 21,7 \cdot 10^{-4} 1/^\circ\text{С}$; изоботочная температура $\phi = 10^\circ\text{С}$.

Решение. 1. В кольцевых прослойках плотность теплового потока определяется по уравнению $q = Q/F_m = \frac{\lambda^2}{\delta} (\theta_1 - \theta_2)$; отсюда температура обсадной колонны $\theta_2 = \theta_{2,ок} = \theta_1 - q\delta/\lambda^2$, причем эквивалентный коэффициент теплопроводности учитывает перенос теплоты как теплопроводностью, так и свободной конвекцией. Эквивалентный коэффициент теплопроводности находим по уравнению (13.43); для этого определим число Грасгофа и произведение $GrPr$. За определяющий линейный размер примем толщину прослойки

$$\delta = 1/2 (d_{н.ок} - d_{н.н.}) = 1/2 (158 - 76) = 41 \text{ мм};$$

$$Gr = \frac{g\delta^3}{\nu^2} \beta \theta = \frac{9,81 \cdot 41^3 \cdot 10^{-9}}{1,33^2 \cdot 10^{-14}} \cdot 21,7 \cdot 10^{-4} \cdot 10 = 14,67 \cdot 10^8.$$

$$GrPr = 14,67 \cdot 10^8 \cdot 0,87 = 12,76 \cdot 10^8.$$

2. Коэффициент ϵ_k находим по уравнению (13.45)

$$\epsilon_k = 0,18 (GrPr)^{0,25} = 0,18 (12,76 \cdot 10^8)^{0,25} = 33,59.$$

3. Эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_s = \epsilon_k \lambda = 33,59 \cdot 0,59 = 19,82 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

4. Затем можно найти температуру внутренней поверхности ОК

$$\theta_{2,ок} = 272 - 7200 \cdot 46 \cdot 10^{-3} / 19,82 = 255^\circ\text{С}.$$

§ 7. Основные законы теплообмена излучением

Любое тело, имеющее температуру, отличную от абсолютного нуля, передает теплоту излучением, т. е. существует поток теплоты, передаваемый излучением от тел более нагретых к телам менее нагретым, и обратный поток энергии от тел менее нагретых к телам более нагретым. Баланс такого обмена и представляет собой количество теплоты, передаваемой излучением. Теплообмен излучением связан с двойным превращением: внутренняя энергия тела порождает поток электромагнитных колебаний (лучистой энергии), в свою очередь, поток энергии электромагнитных колебаний при поглощении их другим телом вновь превращается во внутреннюю энергию. Электромагнитные колебания возникают вследствие сложных внутриатомных и молекулярных процессов.

Существуют различные виды электромагнитного излучения: космическое, γ-излучение, рентгеновое, радиоволны и др. Носителями теплового излучения являются световые (длина волны $0,4-0,8 \text{ мкм}$) и главным образом инфракрасные (длина волны $0,8-400 \text{ мкм}$) лучи.

Большая часть твердых и жидких тел имеет сплошной спектр излучения, т. е. излучает энергию во всем диапазоне длин волн. Некоторые тела (чистые металлы, газы и др.) характеризуются выборочным, селективным излучением. С увеличением температуры излучение увеличивается, так как увеличивается внутренняя энергия тела.

Количество энергии, излучаемое поверхностью тела во всем интервале длин волн (от $\lambda = 0$ до $\lambda = \infty$) в единицу времени, называется *полным (интегральным) лучистым потоком* Q (Вт). Излучение, соответствующее узкому интервалу длин волн, называется *монохроматическим*. Количество энергии, излучаемое единицей поверхности тела в единицу времени, называется *излучательной способностью тела* E (Вт/м²), или плотностью излучения. Излучательная способность тела, отнесенная к определенной волне излучения, называется *интенсивностью излучения* I (Вт/м³).

Лучистый поток, падающий на тело Q , частично им поглощается Q_a , частично отражается Q_r , частично проходит сквозь тело Q_d

$$Q = Q_a + Q_r + Q_d. \quad (13.53)$$

Разделив обе части равенства на Q и обозначив $Q_a/Q = A$, $Q_r/Q = R$; $Q_d/Q = D$, получим

$$1 = A + R + D. \quad (13.54)$$

Коэффициенты A , R , D характеризуют соответственно поглощательную, отражательную и пропускную (прозрачность) способности тела. В связи с этим они именуются коэффициентами поглощения, отражения и пропускания. Эти коэффициенты для различных тел могут меняться от 0 до 1.

Тела, которые всю падающую на них лучистую энергию поглощают, $Q_a = Q$ и $A = 1$ ($R = D = 0$), называются *абсолютно черными*. Тело, которое всю падающую на него лучистую энергию отражает, $Q_r = Q$, $R = 1$ ($A = D = 0$), называют *абсолютно*

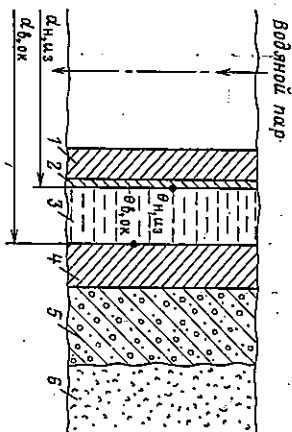


Рис. 13.12. Схема участка нагнетательной связи. 1 — НКТ; 2 — изоляция НКТ; 3 — кольцевой зазор, заполненный жидкостью для нагрева; 4 — обсадная колонна; 5 — цементный камень; 6 — горная порода

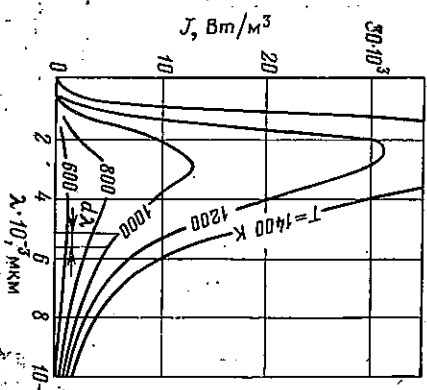


Рис. 13.13. Графики изменения интенсивности излучения в интервале длин волн $\lambda=0$ и $\lambda=\infty$ при различных температурах (графикское представление закона Планка)

симула, а затем медленно убывает. При одной и той же длине волны интенсивность излучения тем больше, чем выше температура тела.

Закон смещения Вина гласит — длина волны, которой соответствует максимальное значение интенсивности излучения ($I_{\lambda} = \text{max}$), обратно пропорциональна абсолютной температуре

$$\lambda_m = 2,9 / (T \cdot 10^3). \quad (13.56)$$

Или, другими словами, с повышением температуры максимум интенсивности излучения смещается в сторону более коротких волн (см. рис. 13.13).

Закон Стефана — Больцмана формулируется следующим образом: плотность суммарного излучения абсолютно черного тела прямо пропорциональна абсолютной температуре в четвертой степени

$$E_s = \sigma_s T^4 = \sigma_s (T/100)^4, \quad (13.57)$$

где σ_s , σ_s — коэффициент пропорциональности (постоянная излучения); $\sigma_s = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$; $\sigma_s = 5,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К}^4)$. Этот закон опытным путем был установлен чешским ученым Стефаном в 1878 г. и теоретически обоснован австрийским ученым Больцманом в 1881 г.

Плотность суммарного излучения реальных (серых) тел принято определять по такому же уравнению, как уравнение

но безм или зеркальным. Телу, которое всю падающую на него лучистую энергию пропускает, $Q_D = Q$; $D = 1$ ($A = R = 0$), называют *абсолютно прозрачным*. В природе абсолютно черных, белых и прозрачных тел не существует.

Закон Планка устанавливает зависимость интенсивности излучения абсолютно черного тела I_{λ} от длины волны λ и температуры T

$$I_{\lambda} = c_1 \lambda^{-5} (e^{c_2/(\lambda T)} - 1)^{-1}, \quad (13.55)$$

где c_1 — постоянная, $c_1 = 3,7 \times 10^{-16} \text{ Вт} \cdot \text{м}^2$; c_2 — постоянная, $c_2 = 0,0144 \text{ м} \cdot \text{К}$; e — основание натурального логарифма.

Из приведенных на рис. 13.13 изотерм видно, что интенсивность излучения на участке коротких волн быстро возрастает до максимума, а затем медленно убывает. При одной и той же длине волны интенсивность излучения тем больше, чем выше температура тела.

(13.57), только с меньшим коэффициентом излучения C

$$E = C (T/100)^4. \quad (13.58)$$

Сопоставление плотностей суммарного излучения серого и абсолютно черного тел при одинаковой температуре приводит к характеристике, называемой *степенью черноты* ϵ

$$\epsilon = E/E_s = c/c_s \leq 1 \quad \text{или} \quad c = \epsilon c_s. \quad (13.59)$$

Степень черноты характеризует излучательную способность данного тела по сравнению с абсолютно черным; она зависит от состояния поверхности тела и ее температуры. Значения ϵ для различных тел приводятся в справочной литературе.

Закон Ламберта. Закон Стефана — Больцмана определяет суммарное количество энергии, излучаемое по всем направлениям. Распределение этой энергии по различным направлениям оказывается неодинаковым. По закону Ламберта количество энергии E_{ϕ} , излучаемое телом в направлении, составляющем с нормалью к поверхности угол ϕ (рис. 13.14), определяется уравнением

$$E_{\phi} = E_n \cos \phi, \quad (13.60)$$

где E_n — количество энергии, излучаемой в направлении нормали к поверхности тела ($\phi = 0$); $E_n = E/\pi$, т. е. *излучательная способность в направлении нормали в π раз меньше полной излучательной способности тела*. Опыт показывает, что закон Ламберта справедлив только для абсолютно черного тела. Для серых тел он подтверждается лишь в пределах $\phi = 0-60^\circ \text{C}$.

Закон Кирхгофа формулируется так: *отношение излучательной способности к поглощательной для всех тел одинаково и равно излучательной способности абсолютно черного тела при той же температуре*, т. е.

$$E_1/A_1 = E_2/A_2 = \dots = E_s/A_s = E_s. \quad (13.61)$$

Выражение закона Кирхгофа (13.61) можно переписать в виде $E/E_s = A$. Вспомнив уравнение (13.59), что $E/E_s = \epsilon$, получим следующее следствие: *поглощательная способность и степень черноты тела численно равны между собой*. Это значит, чем больше излучательная способность тела, тем больше его поглощательная способность.

§ 8. Теплообмен излучением между твердыми телами

На основании законов излучения получено расчетное уравнение лучистого теплообмена между телом 1 произвольной формы и поверхностью другого, большего и охватывающего его тела 2

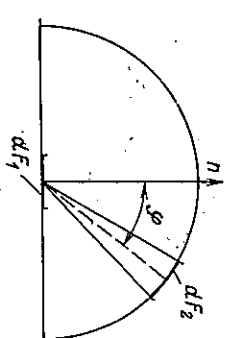


Рис. 13.14. Графическое объяснение содержания закона Ламберта

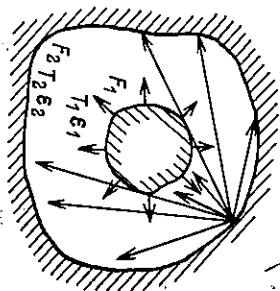


Рис. 13.15. Теплообмен излучением между телом и его оболочкой через прозрачную среду

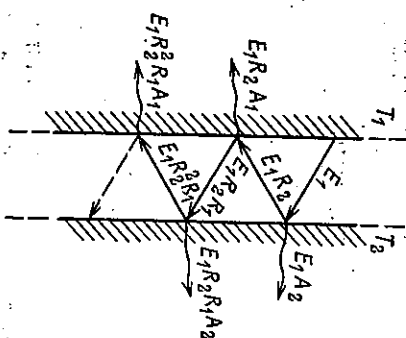


Рис. 13.16. Теплообмен излучением между двумя параллельными неограниченными стенками через прозрачную среду

(рис. 13.15)

$$Q_{1,2} = \epsilon_{1,2} c_s F_{1,2} [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (13.62)$$

где $Q_{1,2}$ — тепловой поток, передаваемый излучением телом 1 телу 2, Вт; $\epsilon_{1,2}$ — приведенная степень черноты тел 1 и 2, определяемая из выражения

$$\epsilon_{1,2} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + F_1/F_2 (1/\epsilon_2 - 1)} \quad (13.63)$$

F_1 и F_2 — площади поверхностей тел 1 и 2, м²; T_1 и T_2 — абсолютная температура поверхностей тел 1 и 2, К.

Такой случай еще называют теплообменом излучением между телом и его оболочкой; внутреннее тело всегда тело 1.

Частный случай рассмотренного теплообмена — теплообмен между двумя параллельными, неограниченными стенками (рис. 13.16). Когда $F_1 = F_2 = F$, применяют расчетное уравнение теплообмена излучением (13.62), а приведенная степень черноты определяется из выражения

$$\epsilon_{1,2} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + 1/\epsilon_2 - 1} \quad (13.64)$$

Уравнение (13.62) можно использовать для расчета лучистого теплообмена между двумя телами любой формы и proportions извольного их расположения, только в каждом частном случае для определения приведенных степени черноты и поверхности (для $\epsilon_{1,2}$ и $F_{1,2}$) имеются свои расчетные выражения.

Для уменьшения лучистого теплообмена между телами применяют экраны. Установка одного экрана между двумя парал-

лельными стенками уменьшает теплообмен излучением в 2 раза, установка двух экранов — в 3 раза и т. д., в общем случае при установке n экранов (степени черноты тел и экранов равны)

$$q_{1,2} = \frac{1}{n+1} q_{1,2} \quad (13.65)$$

где $q_{1,2}$ и $q_{1,2}$ — плотности передаваемой теллоты излучением при наличии экранов и без них соответственно.

Эффективность экранирования возрастает, если применять экраны из материалов с малой степенью черноты.

Экраны широко применяются для ограждения людей, работающих около поверхностей с высокими температурами, от действия тепловых лучей, для защиты сплавов термолар, когда с их помощью измеряют температуру газов вблизи горячих или холодных поверхностей; для защиты цементного камня на негательных связках от действия высоких температур при термическом воздействии на пласт для повышения нефтеудачи и т. д.

Пример 13.5. Определить лучистый тепловой поток в кольцевом зазоре между поверхностью изоляции НКТ и ОК на участке нагревательной скважины длиной $L = 3$ м (см. рис. 13.12), если кольцевой зазор заполнен воздухом; температура наружной поверхности изоляции НКТ $\theta_{н.в.} = \theta_1 = 272^\circ\text{C}$; температура внутренней поверхности ОК $\theta_{в.о.} = \theta_2 = 242^\circ\text{C}$; наружный диаметр цоли НКТ $d_{н.в.} = d_2 = 76$ мм; внутренний диаметр ОК $d_{в.о.} = d_1 = 163$ мм; степени черноты наружной поверхности изоляции $\epsilon_{н.в.} = \epsilon_1 = 0,93$ и внутренней поверхности ОК $\epsilon_{в.о.} = \epsilon_2 = 0,94$.

Решение. 1. Найдем площади поверхностей изоляции НКТ (F_1) и ОК (F_2)

$$F_1 = \pi d_1 L = \pi 76 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 0,716 \text{ м}^2;$$

$$F_2 = \pi d_2 L = \pi 163 \cdot 10^{-3} \cdot 3 = 1,488 \text{ м}^2.$$

2. Приведенную степень черноты находим по формуле (13.63)

$$\epsilon_{1,2} = \frac{1}{1/\epsilon_1 + F_1/F_2 (1/\epsilon_2 - 1)} = \frac{1}{1/0,93 + 0,716/1,488 (1/0,94 - 1)} = 0,905;$$

3. Лучистый тепловой поток определяется по формуле (13.62)

$$Q_{1,2} = \epsilon_{1,2} c_s F_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] = 0,905 \cdot 5,67 \cdot 0,716 [(545/100)^4 - (514/100)^4] = 676,9 \text{ Вт}.$$

§ 9. Теплообмен излучением между ограждающей поверхностью и газом

Излучение газов имеет свои особенности и законы. Одно- и двухатомные газы являются прозрачными; излучают и поглощают энергию трех- и многоатомные газы (CO_2 , H_2O , SO_2 , NH_3 и др.). Спектр излучения и поглощения трех- и многоатомных газов является селективным (избирательным), т. е. эти газы излучают и поглощают в определенных интервалах

длин волн, называемых полосами. Так, у углекислого газа имеются три основные полосы: первая полоса в интервале длин волн от $\lambda_1=2,36$ мкм до $\lambda_2=3,02$ мкм, вторая полоса от $\lambda_1=4,01$ мкм до $\lambda_2=4,8$ мкм и третья полоса от $\lambda_1=12,5$ мкм до $\lambda_2=16,5$ мкм. У водяного пара полосы излучения расположены на участках $\Delta\lambda_1=2,24-3,27$ мкм; $\Delta\lambda_2=4,8-8,5$ мкм; $\Delta\lambda_3=12-25$ мкм. В отличие от твердых тел излучение и поглощение энергии газами происходит не в их поверхностном слое, а во всем объеме.

По мере прохождения лучистого потока через объем многоатомных газов его энергия вследствие поглощения непрерывно уменьшается. Это ослабление зависит от природы газа, его температуры и числа молекул, находящихся на пути луча. Число молекул пропорционально толщине слоя газов l и плотности газа (парциальному давлению p). Излучение газов существенно отклоняется от излучения по закону Стефана — Больцмана. Однако для технических расчетов условно принимают, что суммарная плотность излучения газов, так же как и излучение твердых тел, пропорциональна четвертой степени их абсолютной температуры

$$E_r = \varepsilon_r C_s (T/100)^4, \quad (13.66)$$

где ε_r — степень черноты газа, $\varepsilon_r = f(p, l, T)$.

Приближенные значения средней длины пути луча могут быть найдены из соотношения

$$l = 3,6V/F, \quad (13.67)$$

где V — объем газа, F — площадь поверхности его оболочки.

Степень черноты газовых смесей определяется как сумма степеней черноты отдельных компонентов.

Плотность теплового потока, передаваемая излучением газами, отражающей поверхности, можно вычислить по приближенной формуле

$$q_{r,c} = \varepsilon_{r,c} C_s [(T_r/100)^4 - (\theta/100)^4], \quad (13.68)$$

где $\varepsilon_{r,c}$ — приведенная степень черноты, $\varepsilon_{r,c} = \varepsilon_r \varepsilon_c / [\varepsilon_r + \varepsilon_c(1 - \varepsilon_c)]$, ε_r — степень черноты газов, ε_c — степень черноты отражающей стенки.

Часто в технических устройствах теплота одновременно передается конвекцией и излучением. Тогда суммарная плотность теплового потока q определяется по уравнению

$$q = q_k + q_r = \alpha_k (T_r - \theta) + \varepsilon_{r,c} C_s [(T_r/100)^4 - (\theta/100)^4] = \alpha (T_r - \theta), \quad (13.69)$$

где T_r , θ — абсолютная температура газов и стенки, K , α —

суммарный коэффициент теплоотдачи конвекцией и излучением, $\alpha = \alpha_k + \alpha_r$. Коэффициент теплоотдачи излучением можно определить по формуле

$$\alpha_r = 0,04 \varepsilon_{r,c} (T_{m,r}/100)^3 \approx 0,227 \varepsilon_{r,c} (T_{m,r}/100)^3, \quad (13.70)$$

где $T_{m,r}$ — среднелинейная температура, K ; $T_{m,r} = 0,5(T_r + \theta)$.

При теплообмене отражающей поверхностью с капельной жидкостью излучение отсутствует, так как капельные жидкости даже при небольших толщинах слоя непрозрачны и в этом случае $\alpha = \alpha_k$.

§ 10. Теплопередача через плоскую и криволинейную однослойную и многослойную стенки

Процесс теплопередачи состоит из процессов теплоотдачи от нагревающей (горячей) жидкости к поверхности стенки, передачи теплоты теплопроводностью через многослойную (или однослойную) стенку и процесса теплоотдачи от поверхности стенки к нагреваемой (холодной) жидкости. При установившемся процессе теплопередачи тепловой поток во всех перечисленных стадиях сохраняет неизменное значение ($Q = \text{idem}$). В связи с этим для многослойной криволинейной (цилиндрической и сферической) стенки (рис. 13.17) можно написать ряд равенств, характеризующих установившийся процесс теплопередачи

$$Q = \alpha_1 F_1 (t - \theta_1) = \frac{\lambda_1}{\delta_1} F_{m1} (\theta_1 - \theta_2) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} F_{m2} (\theta_2 - \theta_3) = \dots = \frac{\lambda_n}{\delta_n} F_{m,n} (\theta_n - \theta_{n+1}) = \alpha_2 F_2 (\theta_{n+1} - t).$$

В этом ряду равенств первое уравнение определяет количество теплоты, передаваемой конвекцией (и излучением) от горячей жидкости к стенке; второе уравнение — то же количество теплоты, передаваемой теплопроводностью через первый слой стенки; третье уравнение и последующие вплоть до n -го характеризуют передачу одного и того же количества теплоты теплопроводностью через все последующие слои стенки и $(n+1)$ уравнение — передачу того же самого количества теп-

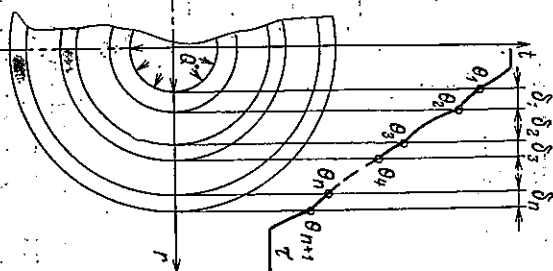


Рис. 13.17. Теплопередача через криволинейную многослойную стенку

лоты конвекцией (и излучением) от стенки к холодной жидкости.

Выделим из этого ряда равенств разности температур

$$\begin{aligned} t - \theta_1 &= \frac{1}{\alpha_1 F_1} Q = R_1 Q; \\ \theta_1 - \theta_2 &= \frac{\delta_1}{\lambda_1 F_{m1}} Q = R_{c1} Q; \\ \theta_2 - \theta_3 &= \frac{\delta_2}{\lambda_2 F_{m2}} P = R_{c2} Q; \\ &\dots \dots \dots \\ \theta_n - \theta_{n+1} &= \frac{\delta_n}{\lambda_n F_{m,n}} Q = R_{cn} Q; \\ \theta_{n+1} - \tau &= \frac{1}{\alpha_1 F_2} Q = R_2 Q. \end{aligned}$$

Складывая левые и правые части уравнений, характеризующих разности температур, в левой части нового выражения получим изменение температуры на всем пути теплового потока $t - \tau$, а в правой — произведение полного термического сопротивления теплопередачи R на тепловой поток Q

$$t - \tau = \left(\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1 F_{m1}} + \frac{\delta_2}{\lambda_2 F_{m2}} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n F_{m,n}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2} \right) Q = (R_1 + R_{c1} + R_{c2} + \dots + R_{cn} + R_2) Q = RQ.$$

Отсюда следует выражение для теплового потока

$$Q = \frac{1}{R} (t - \tau) = kF (t - \tau) = qF, \quad (13.71)$$

где q — плотность теплового потока, Вт/м²; $kF = 1/R$ — величина, обратная полному термическому сопротивлению, называется водным эквивалентом поверхности теплопередачи, Вт/°C

$$kF = 1/R = 1/(R_1 + R_{c1} + R_{c2} + \dots + R_{cn} + R_2) = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F_{m,i}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}, \quad (13.72)$$

где R — полное термическое сопротивление (в °C/Вт) теплопередачи $R = R_1 + \sum_{i=1}^n R_{ci} + R_2$; R_1, R_2 — термические сопротивления теплоотдачи

$R_1 = 1/(\alpha_1 F_1)$; $R_2 = 1/(\alpha_2 F_2)$; $R_{c1} = \delta_1/(\lambda_1 F_{m1})$; $R_{c2} = \delta_2/(\lambda_2 F_{m2})$; $\dots R_{cn} = \delta_n/(\lambda_n F_{m,n})$ — термические сопротивления слоев стенок

ки; α_1, α_2 — коэффициенты теплоотдачи конвекцией (и излучением) от горячей жидкости к стенке и от стенки к холодной жидкости соответственно, Вт/(м²·°C); F_1, F_2 — площади внутренней и наружной поверхностей теплоотдачи криволинейной стенки, м²; $F_{m,i}$; $i = 1, 2, \dots$ — средняя площадь поверхности теплопроводности слоев стенки (для цилиндрической стенки — средняя логарифмическая, для сферической — средняя геометрическая), м²; δ_i — толщина слоев стенки, м; λ_i — коэффициент теплопроводности материалов слоев стенки, Вт/(м·°C).

Для криволинейных стенок произведение kF нераделимо и только для плоской стенки вследствие равенства $F_1 = F_{m,i} = F_2 = F$ это произведение распадается на k и F . Тогда для плоской стенки выражение коэффициента теплопередачи запишется следующим образом:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}}. \quad (13.73)$$

Для криволинейных стенок коэффициент теплопередачи принято определять по тому же уравнению, что и для плоской стенки (13.73). В этом случае для криволинейных стенок расчитная поверхность теплопередачи определяется из выражения

$$F = \frac{(kF)}{k} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 F_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i F_{m,i}} + \frac{1}{\alpha_2 F_2}}. \quad (13.74)$$

Если термическое сопротивление стенки мало ($R_2 \gg R_1 \gg R_c$) и $\alpha_1 \gg \alpha_2$, то по численному значению близки коэффициент теплопередачи к α_2 и площадь поверхности теплопередачи F к F_2 , т. е. $k \approx \alpha_2$ и $F = F_2$; если также при малом термическом сопротивлении стенок ($R_1 \gg R_2 \gg R_c$) и $\alpha_2 \gg \alpha_1$, то $k \approx \alpha_1$ и $F = F_1$.

Удельная линейная плотность теплового потока q_l для цилиндрической стенки в условиях теплопередачи является частным выражением основного уравнения (13.71)

$$\begin{aligned} q_l &= \frac{Q}{L} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{i+1}}} \\ &= \frac{\pi (t - \tau)}{R_l} = k_l (t - \tau) \pi, \end{aligned} \quad (13.75)$$

где $R_l = 1/k_l$ — линейное термическое сопротивление;

$$R_l = 1/(\alpha_1 d_1 + \sum_{i=1}^n 1/2\lambda_i \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + 1/\alpha_2 d_{i+1}). \quad (13.76)$$

В технических расчетах чаще всего приходится решать проблему двух видов: уменьшение тепловых потерь (изоляция поверхности теплообмена) и увеличение количества передаваемой теплоты (интенсификация теплопередачи).

Изоляция криволинейных поверхностей теплообмена имеет свои особенности. Рассмотрим покрытие изоляцией однослойной цилиндрической стенки трубы. В этом случае термическое сопротивление стенки (13.76) переписывается следующим образом:

$$R_1 = 1/(\alpha_1 d_1) + 1/(2\lambda_c) \ln d_2/d_1 + 1/(2\lambda_{из}) \ln d_3/d_2 + 1/(\alpha_2 d_3) = R_{11} + R_{1c} + R_{1и} + R_{12} \quad (13.77)$$

Из последнего уравнения видно, что при увеличении толщины изоляции d_3 термическое сопротивление $R_{1и} = 1/(2\lambda_{из}) \ln d_3/d_2$ увеличивается, а термическое сопротивление $R_{12} = 1/(\alpha_2 d_3)$ уменьшается; термические сопротивления $R_{11} = 1/(\alpha_1 d_1)$ и $R_{1c} = 1/(2\lambda_c) \ln d_2/d_1$ сохраняют постоянное значение (рис. 13.18). При этом суммарное термическое сопротивление R_1 сначала уменьшается, а затем увеличивается, а удельный линейный тепловой поток q_l в соответствии с уравнением (13.75), наоборот, сначала возрастает, а потом уменьшается. Диаметр изоляции, при котором суммарное термическое сопротивление имеет минимальное значение, а удельный линейный тепловой поток максимальное, называется *критическим* ($d_3 = d_{кр}$) и определяется по формуле

$$d_{кр} = 2\lambda_{из}/\alpha_2 \quad (13.78)$$

При наложении изоляции на трубу поступают следующим образом: выбрав какой-либо теплоизоляционный материал по известным α_2 и $\lambda_{из}$, рассчитывают $d_{кр}$ по формуле (13.78). Если окажется, что $d_{кр} > d_2$, то применение выбранного материала в качестве тепловой изоляции целесообразно. Таким образом, для эффективного применения тепловой изоляции необходимо, чтобы $d_{кр} \leq d_2$, а $\lambda_{из} \leq \alpha_2 d_2/2$.

Из выражения (13.71) следует, что чем больше q , тем больше тепловой поток, т. е. задача интенсификации теплообмена сводится к увеличению удельного теплообмена. Увеличить q можно путем повышения Δt и k . Увеличение Δt может быть связано с изменением технологии процесса, что не всегда возможно, кроме того, увеличение Δt всегда влечет возрастание энергетических затрат и повышение q в этих условиях в каждом конкретном случае решается на основе технико-экономических расчетов. Увеличить k можно за счет повышения коэффициентов теплоотдачи. При этом, как уже говорилось, при большом разности α_1 и α_2 коэффициент теплопередачи всегда меньше минимального α . Таким образом, увеличить k и интенсифицировать теплообмен можно двумя путями: при $\alpha_1 \ll \alpha_2$

или $\alpha_2 \ll \alpha_1$ — повышением меньшего коэффициента теплоотдачи; при $\alpha_1 \approx \alpha_2$ — повышением обоих коэффициентов или любого из них.

Помимо увеличения коэффициентов теплоотдачи интенсифицировать процесс теплопередачи можно за счет оребрения поверхности теплоотдачи. Оребряется та поверхность, со стороны которой α меньше; теоретическим пределом оребрения является равенство термических сопротивлений теплоотдачи $1/(\alpha_1 F_1) = 1/(\alpha_2 F_2)$; в итоге увеличивается произведение kF и повышается Q .

Температура слоев стенки вычисляется по формулам

$$\begin{aligned} \theta_1 &= t - R_1 Q; \quad \theta_2 = \theta_1 - R_{c1} Q; \\ \theta_3 &= \theta_2 - R_{c2} Q \text{ и т. д.} \quad (13.79) \\ \theta_{n+1} &= \theta_n - R_{cn} Q. \end{aligned}$$

Ту же температуру θ_{n+1} можно определить по контрольному уравнению и тем самым проверить правильность проведенных расчетов температур слоев стенки

$$\theta_{n+1} = t + R_2 Q. \quad (13.80)$$

В случае однослойных стенок выражение термического сопротивления ее ($R_c = R_{c1} + R_{c2} + \dots + R_{cn} = \sum_{i=1}^n R_{ci}$) во всех уравнениях (13.71, 13.73, 13.79) упрощается и будет состоять из одного слагаемого.

Для плоских стенок во всех расчетных уравнениях нужно учитывать равенство всех площадей поверхностей $F_1 = F_2 = F_{m,i} = F$.

§ 11. Теплопередача при переменных температурах (расчет теплообменных аппаратов)

Теплообменным аппаратом (ТА) называется устройство, предназначенное для передачи теплоты от одной среды к другой. ТА широко применяются в нефтедобывающей, газовой, нефтеперерабатывающей и химической промышленности, при транспорте и хранении нефти, нефтепродуктов и газа и в других отраслях народного хозяйства. По принципу действия ТА

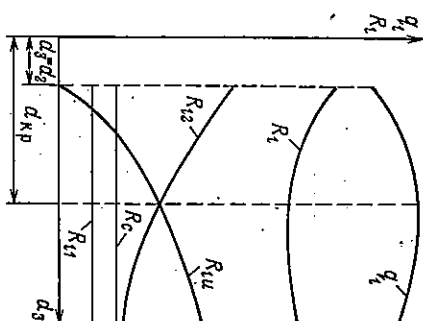


Рис. 13.18. Графики изменения термических сопротивлений стенки (R_1 и $R_{1и}$) и удельного линейного теплового потока q_l при наложении изоляции на трубу

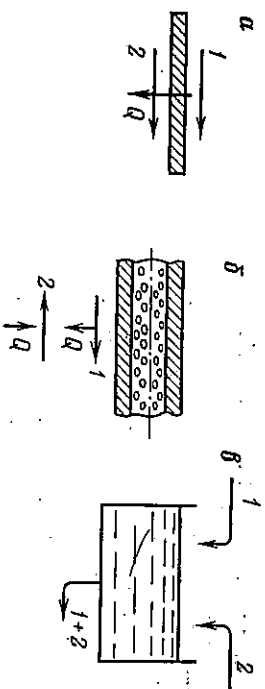


Рис. 13.19. Схемы теплообменных аппаратов:
1 — горячий теплоноситель; 2 — холодный теплоноситель; q — тепловой поток

Делятся на рекуперативные, регенеративные и смешительные (рис. 13.19).

В рекуперативных ТА (рис. 13.19, а) горячая и холодная среды одновременно с разных сторон омывают поверхность теплопередачи, а тепло передается через стенку.

В регенеративных ТА (рис. 13.19, б) горячая и холодная среды омывают одну и ту же поверхность теплопередачи последовательно: сначала омывает горячая жидкость, отдавая ей тепло, а затем ту же поверхность омывает холодная жидкость, которая от нее и нагревается. Примером таких ТА могут служить вращающиеся воздухоподогреватели.

В рекуперативных и регенеративных ТА в процессе теплообмена участвует поверхность теплопередачи, поэтому эти ТА называются *поверхностными*.

В смешительных ТА теплопередача от горячей жидкости к холодной осуществляется путем их непосредственного смешения (рис. 13.19, в). Эти ТА называются *контактными*. Примером таких ТА могут быть градирни, в которых разбрызгиваемая вода охлаждается атмосферным воздухом.

В зависимости от назначения и конструктивного оформления ТА имеют специальные наименования. Наиболее широко распространены кожухотрубные теплообменники; по некоторым данным они составляют до 80% всей теплообменной аппаратуры. Большое распространение получили также теплообменные аппараты жесткой конструкции, теплообменники с компенсаторами температурных напряжений (с линзовыми компенсаторами на корпус, с плавящейся головкой), с U-образными трубами. Кроме того, в нефтяной и газовой промышленности широко применяются теплообменные аппараты типа «труба в трубе» (рис. 13.20). В промышленности наибольшее распространение получили поверхностные ТА, где горячая и холодная жидкости могут двигаться различно. Наиболее простыми и распространенными схемами движения являются: прямой, противоток и перекрестный ток (рис. 13.21). При прямом токе го-

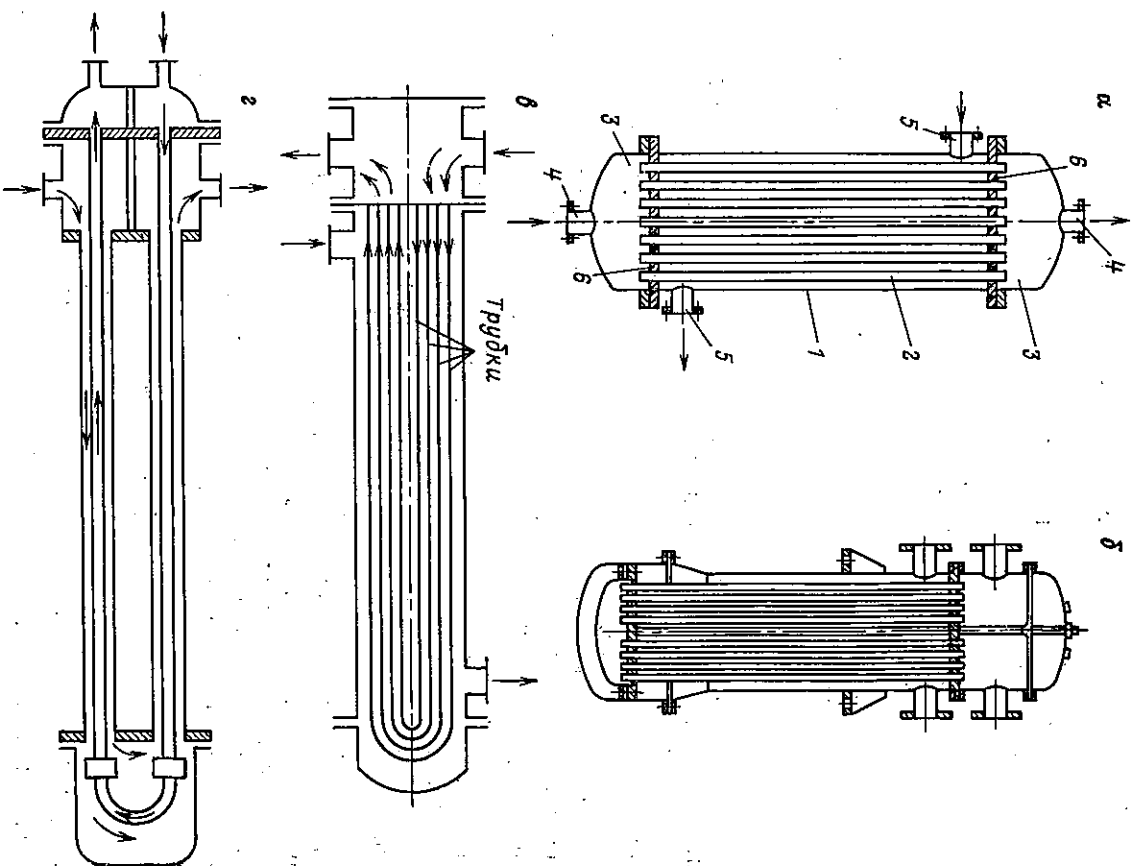


Рис. 13.20. Основные виды рекуперативных теплообменных аппаратов:
а — кожухотрубный теплообменный аппарат жесткой конструкции; 1 — цилиндрический кожух; 2 — трубный пучок; 3 — крышки; 4, 5 — перегородки; 6 — трубные решетки; б — теплообменный аппарат с плавящейся головкой; в — теплообменный аппарат с U-образными трубками; г — теплообменный аппарат типа «труба в трубе»

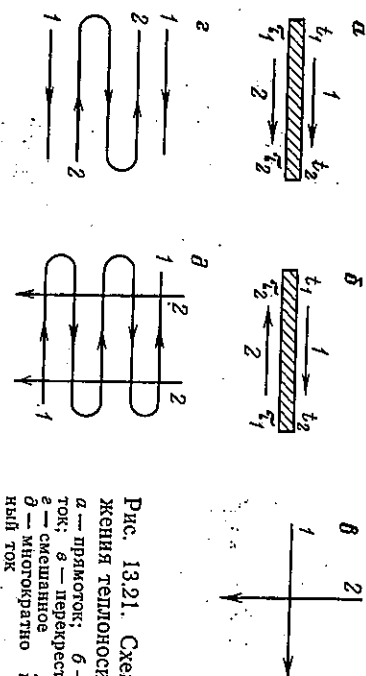


Рис. 13.21. Схемы движения теплоносителей:
а — прямой ток; б — противоток; в — перекрестный ток; г — смешанное движение; д — многократно перекрестный ток

Ртуть и холодная среда движутся вдоль поверхности теплообмена в одном направлении, при противотоке — в противоположных направлениях, при перекрестном токе — в перекрестно-направленных. Существуют аппараты и с более сложными схемами движения.

От схемы движения сред в прямой зависимости находится и теплообмен между ними, поэтому схемы движения жидкостей еще называются схемами теплообмена.

Несмотря на особенность конструктивного исполнения и способа действия различных типов ТА, тепловой расчет их имеет общие принципы.

В основу теплового расчета поверхностных ТА положены уравнения теплового баланса и обобщенные уравнения теплопередачи при переменных температурах, действительных для любых схем движения сред (схем теплообмена) и для конструктивных и поверочных расчетов.

Уравнение теплового баланса можно написать, если предположить, что количество теплоты, отдаваемой горячей жидкостью, равно количеству теплоты, воспринятой холодной жидкостью,

$$Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \tau, \quad (13.81)$$

где W_1, W_2 — водяные эквиваленты (расходные теплоемкости) нагреваемой и нагревающей сред, представляющие полную теплоемкость этих сред; $W_1 = G_1 c_{p1}$; $W_2 = G_2 c_{p2}$; $\Delta t, \Delta \tau$ — изменения температур горячей и холодной жидкостей, $\Delta t = t_1 - t_2$; $\Delta \tau = \tau_2 - \tau_1$; t_1, t_2 — начальные и конечные значения температур нагреваемой и нагреваемой потоков, $^\circ\text{C}$; G (в кг/с), c_p [в (Дж/(кг· $^\circ\text{C}$))] — массовый расход и удельная теплоемкость соответствующих сред.

Из выражения теплового баланса следует, что изменения температур однородных жидкостей обратно пропорциональны

их водяным эквивалентам

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{t_1 - t_2}{\tau_2 - \tau_1} = \frac{W_2}{W_1}. \quad (13.82)$$

Это соотношение действительно как для всей поверхности, так и для бесконечно малых ее элементов. В случае изменения агрегатного состояния среды ее водяной эквивалент $W = \infty$ и тогда уравнение теплового баланса принимает вид:

$$Q = W_1 \Delta t = G_2 r; \quad (13.83)$$

для испарителя

$$Q = G_1 r_1 = W_2 \Delta \tau, \quad (13.84)$$

где r_1, r_2 — теплота фазового перехода сред, Дж/кг; $r_1 = h_1'' - h_1'$; $r_2 = h_2'' - h_2'$; h_1', h_2', h_1'', h_2'' — начальные и конечные значения энтальпий теплообменивающихся сред, Дж/кг.

Обобщенные уравнения теплопередачи при переменных температурах, впервые сформулированные Н. И. Белокопом в 1937 г., записываются следующим образом:

$$Q = kF\theta_m = (t_1 - \tau_1) / \left[\frac{1}{2} \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) + \frac{1 + \varepsilon}{kF} \right]. \quad (13.85)$$

Первое обобщенное уравнение теплопередачи (13.85) формулируется аналогично выражению (13.71), только разность температур усредняется $(t - \tau)_m = \theta_m$ в связи с изменением температуры сред (рис. 13.22).

Второе обобщенное уравнение теплопередачи (13.85) позволяет определить тепловой поток при неизвестных конечных температурах сред в поверочных расчетах. Средняя разность

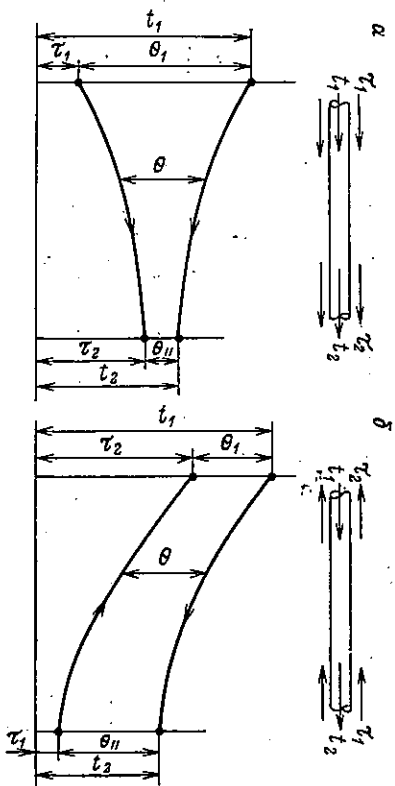


Рис. 13.22. Графики изменения температуры теплоносителей при прямом (а) и противоток (б)

температур θ_m определяется в зависимости от начальных и конечных температур потоков t_1, t_2, t_2 и схемы теплообмена (противоток, прямоток и др.)

$$\theta_m = (\theta_1 - \theta_2) / \ln \frac{\theta_1}{\theta_2} \quad (13.86)$$

Начальную θ_1 и конечную θ_2 разности температур находят по формулам

$$\theta_1 = \theta_{m4} + \frac{1}{2} \Delta T; \quad \theta_2 = \theta_{m4} - \frac{1}{2} \Delta T, \quad (13.87)$$

где θ_{m4} — среднеарифметическая разность температур, $\theta_{m4} = 0,5(t_1 + t_2) - 0,5(t_1 + t_2)$, °C; ΔT — характеристическая разность температур,

$$\Delta T = Q/W_m = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4r\Delta t\Delta \tau}, \quad ^\circ\text{C};$$

ε — функция, зависящая от соотношения kF/W_m ,

$$\varepsilon = \frac{1}{3} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^2 - \frac{1}{45} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^4 + \dots$$

W_m — приведенный водный эквивалент обоих потоков

$$1/W_m = \sqrt{(1/W_1 + 1/W_2)^2 - 4r/W_1 W_2}.$$

Важнейшей обобщенной характеристикой схемы теплообмена, определяющей ее выбор при проектировании ТА, является индекс противоточности p .

Для объяснения физического содержания индекса противоточности любой ТА можно по конечному эффекту заменить эквивалентным ТА с U-образными трубками (рис. 13.23). Тогда индекс противоточности можно представить как соотношение водных эквивалентов поверхности теплопередачи противоточной части $(kF)_{\text{прот}}$ к водному эквиваленту всего ТА (kF)

$$p = (kF)_{\text{прот}} / [(kF)_{\text{прот}} + (kF)_{\text{прям}}] = (kF)_{\text{прот}} / (kF). \quad (13.88)$$

Значения индекса противоточности для важнейших простейших схем теплообмена приводятся в табл. 13.1. Для сложных схем, состоящих из последовательно расположенных участков противоточного, прямоточного и перекрестного токов в различных сочетаниях, индекс противоточности может быть подсчитан по формуле

$$p = 1/kF \sum_{i=1}^n p_i (kF)_i, \quad (13.89)$$



Рис. 13.23. Схема U-образного элемента:
1 — горячий теплоноситель; 2 — холодный теплоноситель

Таблица 13.1
Значение индекса противоточности для наиболее распространенных схем теплообмена

Схема или условие теплообмена	Относительное движение потоков	Значение индекса противоточности p или расчетная формула
Противоток $(kF)_{\text{прот}} = kF, (kF)_{\text{прям}} = 0$		1
Прямоток $(kF)_{\text{прот}} = 0, (kF)_{\text{прям}} = kF$		0
Несимметричный U-образный элемент $(kF)_{\text{прот}} \neq (kF)_{\text{прям}}$		$\frac{(kF)_{\text{прот}}}{kF}$
Симметричный U-образный элемент $(kF)_{\text{прот}} = (kF)_{\text{прям}}$		$\frac{1}{2}$
Перекрестный ток с однократным пересечением $W_1/W_2 = 0,5-2$		0,58-0,79
Перекрестный ток с двухкратным пересечением + противоток $W_1/W_2 = 0,75-1,5$		0,96-0,80
Перекрестный ток с двухкратным пересечением + прямоток $W_1 = W_2$		0,465
Элемент с внутренним возвратом (трубка Филда)		$p = 1 - \frac{\Delta T}{h}$ $h = (kF)_{\text{возвр}}/kF$
$\theta_m = \theta_{m4}$ $(kF)_{\text{прот}} = 0$ или $y = \frac{(kF)}{2W_m} = 0$ $kF \ll W_m$		$p = \frac{(W_2 - W_1)^2}{4W_1 W_2}$

где $p_i, (kF)_i$ — значения индекса противоточности и водного эквивалента поверхности теплопередачи i -го участка сложной схемы теплообмена; kF — водный эквивалент поверхности теплопередачи всего ТА.

Обобщенные уравнения теплопередачи при переменных температурах и простейшие частные случаи

Таблица 13.2

Движение теплоносителей или вид теплообменного аппарата	Условие	Расчетные уравнения	
		Для конструктивных расчетов при проектировании (I рода)	Для проверочных расчетов (II рода)
Любая схема	—	$Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \tau = kF \theta_m$ $\theta_m = \frac{\theta_I - \theta_{II}}{\ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}} = \frac{\Delta T / \ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}}{\theta_I} = \psi \sqrt{\theta_I \theta_{II}}$ $\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4p \Delta t \Delta \tau}$ $\theta_I = \theta_{mA} + \frac{1}{2} \Delta T; \quad \theta_{II} = \theta_{mA} - \frac{1}{2} \Delta T$ $\theta_{mA} = t_1 - \tau_1 - \frac{1}{2} (\Delta t + \Delta \tau)$	$Q = \frac{t_1 - \tau_1}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) + \frac{1 + \varepsilon}{kF}}$ $\varepsilon = \frac{1}{2} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^2 - \frac{1}{45} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^4 + \dots$ $\frac{1}{W_m} =$ $= \frac{\Delta T}{Q} = \sqrt{\left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)^2 - \frac{4p}{W_1 W_2}}$
Противоток	$p=1$	$Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \tau = kF \theta_m$ $\Delta T = \Delta t - \Delta \tau;$ $\theta_I = t_1 - \tau_2; \quad \theta_{II} = t_2 - \tau_1$	$Q = \frac{t_1 - \tau_1}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) + \frac{1 + \varepsilon}{kF}};$ $\frac{1}{W_m} = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2}$ $\varepsilon = \frac{1}{3} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^2 - \frac{1}{45} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^4 + \dots$

Параллельный ток

 $p=0$

$$Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta \tau = kF \theta_m$$

$$\theta_m = \frac{\theta_I - \theta_{II}}{\ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}} = \frac{\Delta T}{\ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}} = \psi \sqrt{\theta_I \theta_{II}}$$

$$\Delta T = \Delta t + \Delta \tau$$

$$\theta_I = t_1 - \tau_1; \quad \theta_{II} = t_2 - \tau_2$$

$$Q = W_1 \Delta \tau = G_2 r = kF \theta_m$$

$$\theta_m = \frac{\theta_I - \theta_{II}}{\ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_1 - \tau_K}{t_2 - \tau_K}} = \psi \sqrt{\theta_I \theta_{II}}$$

$$\Delta T = \Delta t$$

$$\theta_I = t_1 - \tau_K; \quad \theta_{II} = t_2 - \tau_K;$$

$$\theta_{mA} = t_1 - \tau_K - \frac{1}{2} \Delta t$$

$$Q = \frac{t_1 - \tau_1}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) + \frac{1 + \varepsilon}{kF}}$$

$$\frac{1}{W_m} = \frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{3} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^2 - \frac{1}{45} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^4 + \dots$$

$$Q = \frac{t_1 - \tau_K}{\frac{1}{2W_1} + \frac{1 + \varepsilon}{kF}}; \quad \frac{1}{W_m} = \frac{1}{W_1}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{3} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^2 - \frac{1}{45} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^4 + \dots$$

$$\Delta t = \frac{Q}{W_1} = (t - \tau_K) (1 - e^{-x}); \quad x = kF/W_1$$

Испаритель

 $\tau_1 = \tau_2 = \tau_K =$
= idem

$$\Delta \tau = 0$$

$$W_2 = Q/\Delta \tau = \infty$$

$$x_1 = 0; \quad x_2 = 1$$

Движение теплоносителей или вид теплообменного аппарата	Условие	Расчетные уравнения	
		Для конструктивных расчетов при проектировании (I рода)	Для проверочных расчетов (II рода)
Конденсатор	$t_1 = t_2 = t_k = \text{idem}$ $\Delta t = 0$ $W_1 = Q/\Delta t = \infty$	$Q = G_1 r = W_2 \Delta t = kF \theta_m$ $\theta_m = \frac{\theta_I - \theta_{II}}{\ln \frac{\theta_I}{\theta_{II}}} = \frac{\Delta t}{\ln \frac{t_k - \tau_1}{t_k - \tau_2}} = \psi \sqrt{\theta_I \theta_{II}}$	$Q = \frac{t_k - \tau_1}{\frac{1}{2W_2} + \frac{1 + \varepsilon}{kF}}; \quad \frac{1}{W_m} = \frac{1}{W_2}$ $\varepsilon = \frac{1}{3} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^2 - \frac{1}{45} \left(\frac{kF}{2W_m} \right)^4 + \dots$
Теплопередача при $\theta_m = \theta_{mA}$	$x_1 = 1; x_2 = 0$ $\varepsilon = 0$ $kF \ll W_m$ $p = \frac{(W_2 - W_1)^2}{4W_1 W_2}$	$\Delta T = \Delta t; \quad \theta_I = t_k - \tau_1; \quad \theta_{II} = t_k - \tau_2$ $\theta_{mA} = t_k - \tau_1 - \frac{1}{2} \Delta t$ $Q = W_1 \Delta t = W_2 \Delta t = kF \theta_m$ $\theta_m = \theta_{mA} = t_1 - \tau_1 - \frac{1}{2} (\Delta t + \Delta \tau)$	$\Delta t = Q/W_2 = (t_k - \tau_1) (1 - e^{-x}); \quad x = kF/W_2$ $Q = \frac{t_1 - \tau_1}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right) + \frac{1}{kF}}$
		Значения ε	
		$kF/2W_m$	ε
		0	0
		0,1	0,0033
		0,2	0,0133
		0,5	0,0820
		1,0	0,3130

При проектировании ТА его минимальный индекс противоточности определяется по уравнению

$$P_{\min} = (t_1 - \tau_1) (t_2 - \tau_2) / \Delta t \Delta \tau. \quad (13.90)$$

При минимальном значении индекса противоточности P_{\min} и меньше минимального не может быть реализован заданный температурный режим. При выборе схемы теплообмена проектируемого ТА исходят из условия, что P схемы теплообмена проектируемого ТА должен быть больше P_{\min} .

Различают два вида теплотехнических расчетов ТА — конструктивные (I рода) и проверочные (II рода) (табл. 13.2).

При проектировании в конструктивных теплотехнических расчетах известны начальные и конечные температуры потоков t_1, t_2, τ_1, τ_2 , водяные эквиваленты обоих потоков W_1, W_2 требуется определить водяной эквивалент поверхности теплопередачи kF . Эти расчеты проводятся в следующем порядке.

1. По уравнению теплового баланса (13.81) определяется количество передаваемой теплоты (мощность ТА) Q .

2. По формуле (13.90) вычисляется минимальный индекс противоточности.

3. Выбирается схема теплообмена проектируемого ТА так, чтобы $P > P_{\min}$.

4. Определяется средняя разность температур по формуле из табл. 13.2.

5. Вычисляется водяной эквивалент поверхности теплопередачи $kF = Q/\theta_m$.

6. Далее расчеты могут быть проведены двумя путями: вычисляется (или выбирается по оценке) коэффициент теплопередачи k ; затем определяется поверхность ТА $F = (kF)/k$; в том случае, если k выбран по оценке, то он вычисляется и окончательно выбирается F .

осуществляется обработка данных теплотехнического испытания ТА, а именно: по известному F определяется k как результат обработки опытных данных $k = (kF)/F$.

В проверочных теплотехнических расчетах (II рода) известны или подсчитываются все водяные эквиваленты (W_1, W_2, kF, W_m) и начальные температуры потоков (t_1, τ_1); требуется определить конечные температуры потоков (t_2, τ_2).

Порядок расчетов II рода следующий.

1. Определяется количество передаваемой теплоты Q по второму уравнению теплопередачи (13.85).

2. Вычисляются конечные температуры потоков из уравнения теплового баланса (13.81) $\Delta t = Q/W_1; t_2 = t_1 - \Delta t; \Delta \tau = Q/W_2; \tau_2 = \tau_1 + \Delta \tau$.

Все трудности в теплотехнических расчетах ТА сводятся ли-

бо к определению средней разности температур (в расчетах первого рода), либо к определению количества передаваемой теплоты (в расчетах второго рода).

Пример 13.6. В холодильнике поршневого двигателя внутреннего сгорания необходимо понизить температуру смазочного масла на 10°C , начальная $t_1 = 90^\circ\text{C}$. Определить необходимую поверхность теплообмена холодильника, если количество циркулирующего масла $G_1 = 120 \text{ кг/мин}$; теплоемкость масла $c_1 = 2,093 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$; толщина чистой стенки датунных трубок $\delta = 0,5 \text{ мм}$; коэффициент теплопроводности $\lambda = 75 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$; вода в холодильник подается при температуре $t_2 = 20^\circ\text{C}$ и выходит при $t_3 = 30^\circ\text{C}$; коэффициент теплоотдачи от масла к стенке $\alpha_1 = 270 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$ и коэффициент теплоотдачи от стенки к воде $\alpha_2 = 960 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$; индекс противоточности холодильника $P = 0,8$.

Решение. Определим тепловой поток

$$Q = W_1 \Delta t = G_1 c_1 \Delta t = \frac{120}{60} \cdot 2,093 \cdot 10^3 \cdot 10 = 62790 \text{ Вт.}$$

2. Находим характеристическую разность температур

$$\Delta T = \sqrt{(\Delta t + \Delta \tau)^2 - 4 P \Delta t \Delta \tau} = \sqrt{(10 + 10)^2 - 4 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot 10} = 8,94^\circ\text{C.}$$

3. Средняя арифметическая разность температур

$$\theta_{\text{ср}} = t_1 - t_2 - \frac{1}{2} (\Delta t + \Delta \tau) = 90 - 20 - \frac{1}{2} (10 + 10) = 60^\circ\text{C.}$$

4. Наибольшая и наименьшая разности температур

$$\theta_1 = \theta_{\text{ср}} + \frac{1}{2} \Delta T = 60 + \frac{1}{2} \cdot 8,94 = 64,5^\circ\text{C};$$

$$\theta_{II} = \theta_{\text{ср}} - \frac{1}{2} \Delta T = 60 - \frac{1}{2} \cdot 8,94 = 55,5^\circ\text{C.}$$

5. Определим среднюю разность температур

$$\frac{\theta_1}{\theta_{II}} = \frac{64,5}{55,5} = 1,116. \text{ При } \frac{\theta_1}{\theta_{II}} = 1,116 \text{ находим } \psi = 1,001$$

6. Тогда

$$\theta_{\text{ср}} = \psi \sqrt{\theta_1 \theta_{II}} = 1,001 \sqrt{64,5 \cdot 55,5} = 59,8^\circ\text{C.}$$

7. Определим коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 + \delta/\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{270 + 0,5 \cdot 10^{-3}/75} + \frac{1}{960}} = 210,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}.$$

Найдем необходимую поверхность теплообмена холодильника при заданных условиях из формулы (13.85)

$$F = \frac{Q}{k \theta_{\text{ср}}} = \frac{62790}{210,5 \cdot 59,8} = 4,98 \text{ м}^2.$$

Пример 13.7. Для охлаждения нефти от 75 до 45°C с подачей $23,9 \text{ кг/с}$ и предварительного подогрева водонефтяной эмульсии от температуры 30°C с обменностью $W_2 = 0,2$ и подачи $29,8 \text{ кг/с}$ в блоке регенерации теплоты на установке преемственной подготовки нефти (УПН) выбрать теплообменный аппарат типа «труба в трубе» с индексом противоточности $P = 1$.

Решение. 1. По справочнику для нефти выберем при средней температуре охлаждения $t_{\text{ср}} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(75 + 45) = 60^\circ\text{C}$ необходимые значения параметров теплофизических свойств: $\rho_1 = 873 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_1 = 0,115 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$; $c_{p1} = 1,994 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$; $\nu_1 = 53,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

2. Для определения конечной температуры подогрева водонефтяной эмульсии предварительно (до уточнения) используем значения параметров теплофизических свойств при средней температуре процесса $t_{\text{ср}} = 40^\circ\text{C}$: $\rho_2 = 907 \text{ кг/м}^3$; $\lambda_2 = 0,174 \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$; $c_{p2} = 2,424 \text{ кДж/(кг}\cdot^\circ\text{C)}$; $\nu_2 = 247,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

3. Мощность теплообменного аппарата

$$W_1 = G_1 c_{p1} = 23,9 \cdot 1,994 = 47,66 \text{ кВт/}^\circ\text{C};$$

$$Q = W_1 \Delta t = 47,66 \cdot 30 = 1429,8 \text{ кВт}$$

4. Температура водонефтяной эмульсии на выходе из ТА определяется из уравнения теплового баланса

$$W_2 = G_2 c_{p2} = 29,8 \cdot 2,424 = 72,24 \text{ кВт/}^\circ\text{C};$$

$$t_2 = t_1 + \frac{Q}{W_2} = 30 + \frac{1429,8}{72,24} = 49,8^\circ\text{C.}$$

Тогда средняя температура водонефтяной эмульсии составит $t_{\text{ср}} = 0,5(t_1 + t_2) = 0,5(30 + 49,8) = 39,9^\circ\text{C}$.

Таким образом, предварительно оценена средняя температура подогрева эмульсии и выбраны значения ее параметров теплофизических свойств правильно.

5. Находим среднюю разность температур при противотоке

$$\theta_1 = t_1 - t_2 = 75 - 49,8 = 25,2^\circ\text{C};$$

$$\theta_2 = t_2 - t_1 = 45 - 30 = 15^\circ\text{C};$$

$$\theta_{\text{ср}} = \frac{\theta_1 - \theta_2}{\ln \theta_1 / \theta_2} = \frac{25,2 - 15}{\ln 25,2 / 15} = 19,6^\circ\text{C.}$$

6. Водяной эквивалент поверхности теплопередачи

$$hF = Q / \theta_{\text{ср}} = \frac{1429,8}{19,6} = 72,95 \text{ кВт/}^\circ\text{C.}$$

7. Оцениваем, каковы должны быть площади проходных сечений для потоков при оптимальных скоростях движения ($w_1 = w_2 = 1,5 - 2,5 \text{ м/с}$)

$$f_1 = \frac{G_1}{\rho_1 w_1} = \frac{23,9}{873 \cdot 2,0} = 136,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$f_2 = \frac{G_2}{\rho_2 w_2} = \frac{29,8}{907 \cdot 2,0} = 164,3 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

8. Выбираем теплообменный аппарат типа «труба в трубе» (см. рис. 13.20,а) с геометрическими характеристиками, обеспечивающими оптимальные скорости: ТТ $133/219 - 40/40$; теплообменная труба $d_n \times \delta = 133 \times 6 \text{ мм}$; кожуховая труба $d_n \times \delta = 219 \times 7 \text{ мм}$. Площадь живых сечений: потока внутри теплообменной трубы $f_1 = 115 \text{ см}^2$, потока снаружи теплообменных труб $f_2 = 186 \text{ см}^2$.

Номинальная площадь поверхности теплообмена одной секции при $l=9$ м $F=15$ м²; $l=12$ м $F=20$ м².

9. Определяем фактические скорости движения нефти

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 f_1} = \frac{23,9}{873 \cdot 115 \cdot 10^{-4}} = 2,38 \text{ м/с};$$

эмульсии

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 f_2} = \frac{29,8}{907 \cdot 186 \cdot 10^{-4}} = 1,77 \text{ м/с}.$$

10. Находим коэффициент теплоотдачи от нефти к внутренней поверхности теплообменной трубы

$$\text{число Рейнольдса } Re_1 = \frac{w_1 d_b}{\nu_1} = \frac{2,38 \cdot 121 \cdot 10^{-3}}{53,01 \cdot 10^{-6}} = 5,433 \cdot 10^3$$

Режим течения переходный; коэффициент теплоотдачи определим как средний между значениями при ламинарном и турбулентном режимах движения. Значение Nu_1 при ламинарном вязкостно-гравитационном режиме

$$Nu_1 = 0,15 Re_1^{0,33} (Gr Pr)^{0,4} (Pr_w / Pr_c)^{0,25}.$$

Число Прандтля при средней температуре нефти

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1} = \frac{\nu_1 \rho_1 c_{p1}}{\lambda_1} = \frac{53,01 \cdot 10^{-6} \cdot 873 \cdot 1,994 \cdot 10^3}{0,115} = 802,4.$$

Среднюю температуру стенки можно приближенно оценить так:

$$t_c = 0,5(t_{m1} + t_{m2}) = 0,5(60 + 40) = 50^\circ \text{C}.$$

Число Грасгофа

$$Gr_1 = \frac{g d_b^3}{\nu_1^2} \beta_1 \nu_1 = \frac{9,81 (121 \cdot 10^{-3})^3}{(53,01 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,0008 \cdot 10 = 933,4.$$

Число Прандтля для нефти при средней температуре стенки

$$[\nu_{1c} = 94,1 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}; \rho_{1c} = 881 \text{ кг/м}^3; c_{p1c} = 1,959 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ \text{C)};]$$

$$\lambda_{1c} = 0,118 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ \text{C)};]$$

$$Pr_{1c} = \frac{\nu_{1c} \rho_{1c} c_{p1c}}{\lambda_{1c}} = \frac{94,1 \cdot 10^{-6} \cdot 881 \cdot 1,959 \cdot 10^3}{0,118} = 1376.$$

$$Nu_1 = 0,15 (5433)^{0,33} \cdot (802,4)^{0,33} \cdot (933,4 \cdot 802,4)^{0,4} \cdot \left(\frac{802,4}{1376} \right)^{0,25} = 78,7;$$

$$\alpha_{1r} = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_b} = \frac{78,7 \cdot 0,115}{121 \cdot 10^{-3}} = 74,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}.$$

Значение числа Nu_1 при турбулентном режиме

$$Nu_1 = 0,021 Re_1^{0,8} Pr_1^{0,43} (Pr_w / Pr_c)^{0,25} =$$

$$= 0,021 (5433)^{0,8} (802,4)^{0,43} \cdot \left(\frac{802,4}{1376} \right)^{0,25} = 316,8.$$

$$\alpha_{1r} = \frac{Nu_1 \lambda_1}{d_b} = \frac{316,8 \cdot 0,115}{121 \cdot 10^{-3}} = 301,1 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)};$$

$$\alpha_1 = 0,5(\alpha_{1r} + \alpha_{1t}) = 0,5(74,8 + 301,1) = 188 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}.$$

11. Определяем коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности теплообменной трубы к эмульсии

$$d_s = d_{кв} - d_{тн} = 204 - 133 = 71 \text{ мм};$$

$$Re_2 = \frac{w_2 d_s}{\nu_2} = \frac{1,77 \cdot 71 \cdot 10^{-3}}{247 \cdot 5 \cdot 10^{-6}} = 498.$$

Режим течения ламинарный $u = t_c - t_{m2} = 50 - 40 = 10^\circ \text{C}$; число Грасгофа

$$Gr_2 = \frac{g d_s^3}{\nu_2^2} \beta_2 \nu_2 = \frac{9,81 (71 \cdot 10^{-3})^3}{(247 \cdot 5 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 0,001 \cdot 10 = 573.$$

Число Прандтля при средней температуре эмульсии

$$Pr_2 = \frac{\nu_2 \rho_2 c_{p2}}{\lambda_2} = \frac{247 \cdot 5 \cdot 10^{-6} \cdot 907 \cdot 2,424 \cdot 10^3}{0,174} = 3127.$$

Произведение $Gr_2 Pr_2 = 573 \cdot 3127 = 1,791,771 > 8 \cdot 10^5$.

Режим движения и теплообмена вязкостно-гравитационный.

$$Nu_2 = 0,15 Re_2^{0,33} Pr_2^{0,33} (Gr_2 Pr_2)^{0,4} (Pr_2 / Pr_c)^{0,25} =$$

$$= 0,15 (498)^{0,33} (3127)^{0,33} (1,791,771)^{0,4} \cdot \left(\frac{3127}{1376} \right)^{0,25} = 36,59.$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda_2}{d_s} = \frac{35,59 \cdot 0,174}{71 \cdot 10^{-3}} = 89,67 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}.$$

12. Находим коэффициент теплоотдачи и термическое сопротивление теплопроводности стенки трубы вместе с загрязнениями

$$\sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i = \frac{6 \cdot 10^{-3}}{45} + 0,0015 = 0,00163 \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{C/Вт};$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \delta_i / \lambda_i + \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{188} + 1,63 \cdot 10^{-3} +$$

$$+ \frac{1}{89,7} = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2 \cdot ^\circ \text{C/Вт};$$

$$k = 55,6 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ \text{C)}.$$

13. Необходимая площадь поверхности теплообмена

$$F = kF/k = 72,949/55,6 = 1312 \text{ м}^2.$$

14. Число секций теплообменного блока и фактическая установленная поверхность теплообмена

$$n_c = F/F_c = 1312/20 = 65,6.$$

Принимаем $n_c = 66$ секций. Фактическая площадь поверхности теплообмена

$$F_0 = n_c F_c = 66 \cdot 20 = 1320 \text{ м}^2;$$

$$(kF)_0 = 55,6 \cdot 1320 = 73,392 \text{ Вт/}^\circ \text{C}.$$

15. В связи с тем что фактическая поверхность теплопередачи отличается от потребной, необходимо определить, как это отразится на значениях конечной температуры потоков нефти и эмульсии. Мощность (количество передава-

ной теплоты) блока регенерации

$$\frac{1}{W_m} = \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} = \frac{1}{47,66} - \frac{1}{72,24} = 7,14 \cdot 10^{-3} \text{ } ^\circ\text{C/кВт};$$

$$(kF)_{\phi/2W_m} = \frac{1}{2} \cdot 73,392 \cdot 7,14 \cdot 10^{-3} = 0,262;$$

$$\varepsilon = 2,28 \cdot 10^{-2};$$

$$Q = \frac{1}{\frac{1}{i_1 - t_1} + \frac{1}{2 \left(\frac{1}{W_1} + \frac{1}{W_2} \right)} + \frac{1 + \varepsilon}{(kF)_{\phi}}} =$$

$$= \frac{0,5 \left(\frac{1}{47,66} + \frac{1}{72,24} \right) + \frac{1 + 2,28 \cdot 10^{-2}}{73,392}}{75 - 30} = 1435,4 \text{ кВт};$$

$$\Delta t = \frac{Q}{W_1} = \frac{1435,4}{47,66} = 30,1 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_2 = t_1 - \Delta t = 75 - 30,1 = 44,9 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{Q}{W_2} = \frac{1435,4}{72,24} = 19,9 \text{ } ^\circ\text{C}; \quad t_2 = t_1 + \Delta t = 30 + 19,9 = 49,9 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Конечные температуры почти не отличаются от заданных, следовательно, выбранный блок теплообменных аппаратов обеспечит необходимый температурный режим.

При интенсификации теплопередачи в теплообменных аппаратах, путем изменения редрихтовых труб и специальных вставок можно значительно снизить требуемую площадь поверхности теплопередачи и соответственно число секций блока регенерации теплоты УПН.

Контрольные вопросы

1. Три формы передачи теплоты, чем они отличаются?
2. Какие процессы переноса теплоты называются стационарными и нестационарными?
3. Как формулируется закон Фурье?
4. Что такое тепловой поток и плотность теплового потока?
5. Что такое температурный градиент и термическое сопротивление теплопроводности?
6. Каково физическое содержание коэффициента теплопроводности и его значение для газов, жидкостей и металлов?
7. От чего зависит тепловой поток при передаче теплоты теплопроводностью (от температуры или ее изменения в теле) через плоскую стенку?
8. Сформулируйте условия замены плоской многослойной стенки, эквивалентной (расчетной) однослойной.
9. От чего зависит тепловой поток при передаче теплоты теплопроводностью через криволинейные стенки?
10. Каковы условия замены многослойной криволинейной стенки эквивалентной (расчетной) однослойной и чем эти условия отличаются от условий замены плоской многослойной стенки?
11. Что такое линейная плотность теплового потока и от чего она зависит?
12. От чего зависит тепловой поток в условиях теплоотдачи (как формулируется основной закон)?
13. Каков физический смысл коэффициента теплоотдачи и от каких факторов главным образом он зависит?
14. Каково строение потока при ламинарном, турбулентном режимах течения и как осуществляется теплоотдача в этих условиях?

15. Когда применяются теория подобия и теория размерностей?

16. Каковы условия подобия физических явлений (процессов)?

17. Назовите и напишите выражения для важнейших критериев (чисел) подобия конвективного теплообмена. Каков их физический смысл?

18. Как записываются в общем виде уравнения подобия при чисто вынужденном и свободном движении жидкостей?

19. Каким множителем в уравнениях подобия учитывается изменение теплотехнических свойств жидкостей и газов?

20. Каково критическое значение числа Рейнольдса при омывании плоской поверхности?

21. Какие режимы течения и теплообмена различают при вынужденном движении жидкостей в трубах и как эти режимы выделяют?

22. Каковы особенности теплоотдачи при поперечном омывании труб и пучков труб?

23. Каковы особенности теплоотдачи в условиях свободного движения жидкости в неограниченном пространстве и в узких щелях и каналах?

24. Назовите режимы кипения. Какова интенсивность теплообмена при этих режимах?

25. Расскажите об особенностях теплоотдачи при кипении жидкости в большом объеме и при движении кипящей жидкости в трубе?

26. Какова особенность теплоотдачи при пленочной и капельной конденсации чистого пара?

27. Какова сущность коэффициентов лучистого теплообмена и в каких пределах они могут изменяться?

28. Напишите выражения и расскажите содержание законов Планка и Вина.

29. Как формулируется закон Стефана — Больцмана для абсолютно черного и серого тел?

30. Каково содержание закона Дамберга?

31. Как связаны излучательная и поглощательная способности тел при их постоянной температуре?

32. Как определить лучистый тепловой поток между произвольно расположенными телами, какие величины приобретают определенное значение для каждого конкретного случая?

33. Какой самый эффективный способ уменьшения лучистого теплообмена между телами? Какова его эффективность?

34. Какова особенность излучения газов по сравнению с твердыми телами?

35. От каких величин зависит степень черноты газов? Как определить лучистый тепловой поток между газом и его оболочкой?

36. Как определить суммарный тепловой поток при переносе теплоты конвекцией и излучением?

37. Какой процесс переноса теплоты называется теплопередачей? Какие формы переноса участвуют в нем?

38. Каковы особенности комплекса kF и как определяется коэффициент теплопередачи для криволинейных стенок?

39. Каковы особенности изоляции криволинейных поверхностей и как подбирают материал тепловой изоляции труб?

40. Каковы пути интенсификации процесса теплопередачи?

41. На какие группы по принципу действия делятся теплообменные аппараты и как осуществляется в них передача теплоты?

42. Что такое индекс противоточности и каково его значение для основных схем движения и теплообмена?

43. Каково должно быть значение индекса противоточности выбранной схемы движения и теплообмена для осуществления заданного температурного режима?

44. В чем сущность, и какова последовательность теплотехнических расчетов теплообменных аппаратов конструктивного (I рода) и поперечного (II рода)?

Глава 14
ТОПЛИВО И ЕГО ГОРЕНИЕ

§ 1. Понятие о котельной установке, котельном агрегате и паровом котле

Нефтяная, нефтехимическая и газовая промышленность — крупнейшие потребители топлива в стране. Расход топлива на собственные энергетические и технологические нужды нефтяной промышленности составляет 5—6% всего количества добываемых нефти и попутного газа.

Основными потребителями топлива являются нефтяные и газовые промыслы (бурение нефтяных и газовых скважин, добыча нефти и газов), нефтеперерабатывающие и газобензиновые заводы, предприятия по транспорту нефти и газа.

Теплота сгорания топлива используется для ведения технологического процесса и в энергетических установках непосредственно или путем передачи ее с помощью промежуточного теплоносителя. Самые распространенные теплоносители — водяной пар и вода.

Водяной пар в бурении используют для отопления промышленных зданий и сооружений, подогрева бурового раствора и смазочного масла, обогрева приемных и выкидных линий буровых насосов, двигателей внутреннего сгорания при их запуске, разогрева буровых труб и замков при спуско-подъемных операциях.

Водяной пар и горячую воду используют при добыче нефти для нагнетания в пласты с целью увеличения нефтеотдачи месторождений, разогрева эксплуатационных скважин, отопления промысловых зданий и сооружений.

Водяной пар на нефтеперерабатывающих заводах (НПЗ) и нефтехимических комбинатах (НХК) используют в паровых турбинах заводских ТЭЦ, в паровых турбинах и машинах центробежных и поршневых насосов, в поршневых и турбокомпрессорах.

Кроме того, водяной пар применяют для ведения технологических процессов нефтепереработки и нефтехимии для подачи ректификационные колонны, реакторы, для транспортировки катализатора и подогрева нефти и нефтепродуктов. В общем водском хозяйстве водяной пар и горячую воду используют для отопления, вентиляции и противопожарной защиты, на нефтебазе при приемке, хранении и отпуске нефтепродуктов.

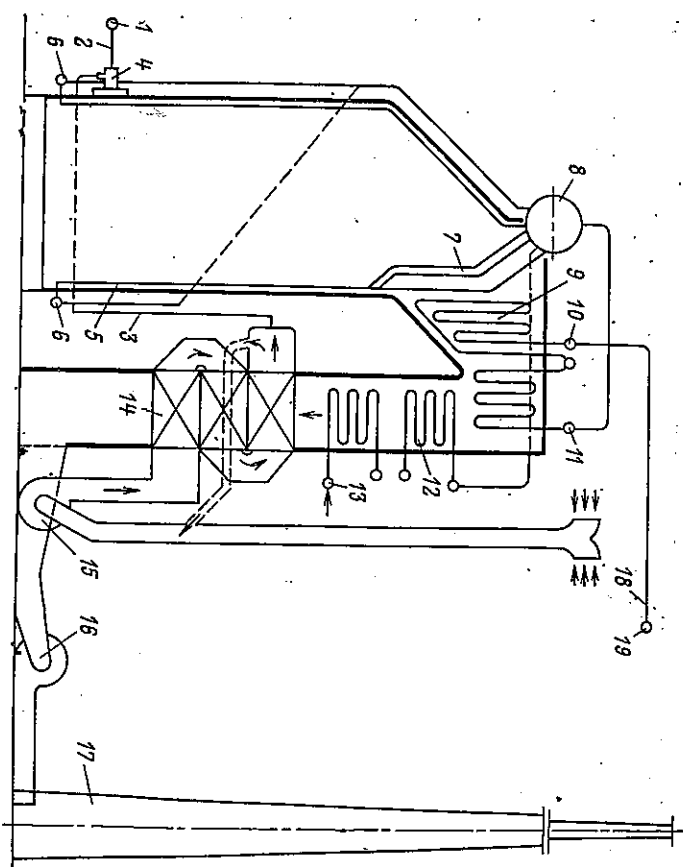


Рис. 14.1. Схема котельного агрегата

Водяной пар соответствующего давления и температуры (или горячую воду заданной температуры) получают в котельной установке, представляющей собой совокупность устройств и механизмов для сжигания топлива и получения пара. Котельная установка состоит из одного или нескольких рабочих и резервных котельных агрегатов и вспомогательного оборудования, размещаемого в пределах котельного цеха или вне его.

Общее представление о работе процесса котельного агрегата на жидком или газообразном топливе дает схема котельного агрегата с основными вспомогательными устройствами (рис. 14.1).

Жидкое или газообразное топливо по топливопроводам котельной 1 и котельного агрегата 2 подается в мазутные форсунки или газовые горелки 4 и по мере выхода из них сгорает в виде факела в топочной камере.

Стены топочной камеры покрыты трубами 5, называемыми топочными экранами. В результате непрерывного горения топлива в топочной камере образуются нагретые до высокой температуры газообразные продукты сгорания. Продукты сгорания снаружи омывают экранные трубы и излучением (радиацией)

и частично конвективным путем передают теплоту воде и паровой смеси, циркулирующим внутри этих труб.

Продукты сгорания, охлажденные в топке до температуры 1000—1200 °С, непрерывно движутся по газоходам котельного агрегата, омывают вначале разреженный пучок кипятильных труб 7, называемый фестоном, затем трубы пароперегревателя 9, экономайзера 12 и воздухоподогревателя 14, охлаждаются до температуры 150—200 °С и дымососом 16 через дымовую трубу 17 удаляются в атмосферу.

Движение воздуха и продуктов сгорания по газоходам котельного агрегата обеспечивается тяго-дуговой установкой (вентилятор 15, дымосос 16 и дымовая труба 17).

Питательная вода (конденсат и добавочная предварительно подготовленная вода) после подогрева питательным насосом подается в коллектор 13 водяного экономайзера 12. В экономайзере вода нагревается до температуры, близкой к температуре кипения при давлении в барабане котла, а иногда частично испаряется в экономайзера кипящего типа и направляется в барабан 8 котла, к которому присоединены трубы топочных экранов 5 и фестона 7. Из этих труб в барабан котла поступает образовывающаяся пароводяная смесь. В барабане происходит отделение (сепарация) пара от воды. Насыщенный пар затем направляется в сборный коллектор 11 и пароперегреватель 9, где он перегревается до заданной температуры. Перегретый пар из змеевиков пароперегревателя поступает в сборный коллектор 10. Отсюда он через главный запорный вентиль по паропроводу котельного агрегата 18 направляется в главный паропровод 19 котельной к потребителю. Отделившаяся от пара в барабане котла вода смешивается с питательной водой, по необогреваемым опускаемым трубам подводится к коллекторам 6 экранов и из них поступает в подьемные экранные трубы 5 и фестон 7, где частично испаряется, образуя пароводяную смесь. Полученная пароводяная смесь снова поступает в барабан котла.

Последний элемент котельного агрегата по ходу газообразных продуктов сгорания — воздухоподогреватель 14. Воздух в него подается дутьевым вентилятором 15 и после подогрева до заданной температуры по воздухоподводу 3 направляется в топку.

Управление рабочим процессом котельных агрегатов, нормальная и бесперебойная их эксплуатация обеспечиваются необходимыми контрольно-измерительными приборами, арматурой и средствами автоматики.

Для уменьшения потерь тепла в окружающую среду и защиты обслуживающего персонала от ожогов все горячие поверхности котельного агрегата и трубопроводов покрывают тепловой изоляцией.

Основными характеристиками паровых котельных агрегатов являются паропроизводительность, конечные параметры получаемого пара — давление и температура, тепловое напряжение площади поверхности нагрева и коэффициент полезного действия (к. п. д.).

Номинальной паропроизводительностью парового котельного агрегата D называется наибольшая масса пара, вырабатываемая котельным агрегатом в единицу времени (секунду, час) с соблюдением заданных параметров при длительной эксплуатации. Качество перегретого пара определяется давлением и температурой, а качество насыщенного пара — давлением и паросодержанием.

Основные номинальные параметры стационарных паровых котлов по ГОСТ 3619—82 находятся в пределах: паропроизводительность от 0,2 до 2500 т/ч при абсолютном давлении 0,9—25,5 МПа и температуре перегретого пара 225—570 °С.

Паропроизводительность котельного агрегата определяет поверхность нагрева элементов котлоагрегата (котла, водяного экономайзера, пароперегревателя) *F*.

Поверхностью нагрева котла, водяного экономайзера или пароперегревателя называется поверхность, омываемая с одной стороны горячими продуктами сгорания топлива, а с другой стороны — водой, пароводяной смесью или в пароперегревателе — паром. Площадь поверхности нагрева современных паровых котлов доходит до 2500—5000 м² и более.

Напряжение площади поверхности нагрева парового котла *D/F* определяется отношением паропроизводительности котла *D* к площади поверхности нагрева котла *F*.

Напряжение площади поверхности нагрева паровых котлов: для локомобильных 20—30 кг/(м²·ч), водотрубных неэкранированных 20—40 кг/(м²·ч) и экранированных 50—90 кг/(м²·ч), прямоточных 100—2000 кг/(м²·ч).

К. п. д. котельного агрегата определяет долю теплоты сгорания топлива, полезно использованной в котельном агрегате для подогрева воды, превращения ее в пар и его перегрева. К. п. д. котлов без экономайзеров составляет 60—75% и для крупных котельных агрегатов с водяными экономайзерами и воздухоподогревателями достигает 80—90%.

§ 2. Виды топлива

Топливом называется любое вещество, которое при сгорании (окислении) выделяет значительное количество теплоты на единицу массы или объема и доступно для массового использования.

Возможность применения тех или иных горючих веществ в качестве топлива обосновывается технико-экономическими рас-

Таблица 14.1

Виды топлива по способу получения и физическому состоянию

Физическое состояние	Природное топливо	Производное топливо
Твердое	Дрова, торф, бурые угли, каменные угли, антрациты, горючие сланцы	Древесный уголь, кокс, брикеты, угольная пыль
Жидкое	Нефть	Светлые нефтепродукты: бензин, керосин, мазут, слиты, смолы
Газообразное	Природные газы	Газы нефтепереработки, коксовый газ, генераторные газы, доменный газ, газ подземной газификации

четами, которые учитывают имеющиеся запасы, стоимость добычи и транспортировки к потребителю, тепловыделение на единицу массы или объема, реакционную способность (активность соединения с окислителем), состав продуктов сгорания, наличие вредных газов, содержание негорючих примесей (золы, воды), доступность для широкого использования и т. д.

В качестве топлива применяют природные и производные органические соединения в твердом, жидком и газообразном состояниях (табл. 14.1).

Тепловыделение при реакциях распада атомов ядер некоторых тяжелых элементов ^{235}U , ^{239}Pu , ^{238}U используют в промышленности. Эти элементы условно называются ядерным топливом. Количество теллоты, выделяемое при распаде ядер этих элементов на единицу массы, очень велико и значительно превосходит тепловыделение при горении органических топлив. Основным топливом остаются различные виды органического топлива. Так, в настоящее время около 80% электрической энергии, вырабатываемой и потребляемой на земном шаре, получают за счет сжигания органического топлива и только 20% за счет использования энергии воды, ветра, солнца и ядерной энергии.

В топках котельных агрегатов предприятий нефтехимической и газовой промышленности сжигается жидкое и газообразное топливо. Нефть после отгонки легких фракций дает мазут, который используется как топливо.

Газообразное топливо представляет собой смесь горючих и негорючих газов, водяных паров, а иногда пыли и смолы. Наибольшее значение сейчас, а также в дальнейшей перспективе имеет для нашей страны природный газ. Природный газ добывают из недр земли, где он находится под высоким давлением (до 15 МПа). К природным газам относятся и попутные газы, выделяющиеся из нефти при ее добыче.

Природный газ из чисто газовых месторождений обычно транспортируется по магистральным газопроводам на большие расстояния. Попутный газ обычно используется вблизи нефтяных промыслов.

Искусственные газы — продукт переработки твердого или жидкого топлива.

Торф и горючие сланцы — местные виды топлива. Транспортировка такого топлива на большие расстояния неэкономична из-за высокой влажности торфа и большого количества минеральных примесей в сланцах.

Топливный баланс СССР изменяется в сторону большего использования газообразного топлива, т. е. такого вида топлива, которое для своей добычи требует минимальных капитальных затрат, обладает высокой теплотой сгорания и имеет другие ценные качества.

§ 3. Элементарный состав топлива

Любое органическое топливо состоит из углерода, водорода, кислорода, азота, летучей серы, а твердые и жидкие топлива — из золы (минеральные остатки) и влаги.

Топливо в том виде, в каком оно подается в топку котельного агрегата и сгорает, называется рабочим.

Элементарный состав рабочего топлива характеризуется содержанием следующих элементов:



Индекс «р» при элементах топлива указывает на то, что это уравнение относится к «рабочему топливу».

Важнейшими горючими элементами топлива являются углерод С и водород Н. Так, при сгорании 1 кг углерода выделяется 33,7 МДж теплоты, а при сгорании 1 кг водорода — 120 МДж. Сера при сгорании также выделяет теплоту (9 МДж/кг), но это нежелательный горючий элемент котельного топлива. При горении летучей серы образуется сернистый газ SO_2 , который вызывает коррозию металла труб котельного агрегата и, попадая с уходящими газами в атмосферу, загрязняет окружающую среду.

В связанном состоянии почти в любом топливе находятся негорючие элементы — кислород О и азот N, образующие внутренний балласт. Наличие этих элементов уменьшает тепловыделение на единицу массы топлива.

Золы А и влаги W — нежелательные примеси, составляющие внешний балласт топлива. Содержание золы и влаги в топливе определяется главным образом внешними факторами — способом добычи, хранением, доставкой и т. д.

Наличие золы и влаги уменьшает количество выделяемой теплоты при сгорании 1 кг топлива. Кроме того, часть теплоты

Значения коэффициента пересчета K элементарного состава топлива

Заданная масса топлива	Искомая масса топлива		
	рабочая	сухая	горючая
Рабочая	1	$\frac{100}{100-W^p}$	$\frac{100}{100-(A^p+W^p)}$
Сухая	$\frac{100-W^p}{100}$	1	$\frac{100-A^c}{100-W^c}$
Горючая	$\frac{100-(A^p+W^p)}{100}$	$\frac{100-A^c}{100}$	1

Различают удельную высшую и низшую теплоту сгорания.

Удельная теплота сгорания рабочего топлива с учетом дополнителной теплоты, которая выделяется при конденсации водяных паров, находящихся в продуктах сгорания, называется *высшей удельной теплотой сгорания рабочего топлива* $Q_{вр}^v$. Это дополнительное количество теплоты можно определить путем умножения массы водяных паров, образующихся от испарения влаги топлива $W^p/100$ и от горения водорода $9H^p/100$, на скрытую теплоту конденсации водяного пара, равную примерно 2500 кДж/кг.

Удельная низшая теплота сгорания топлива $Q_{вр}^n$ — то количество теплоты, которая выделяется в обычных практических условиях, т. е. когда водяные пары не конденсируются, а выбрасываются в атмосферу.

Таким образом, связь между высшей и низшей удельной теплотой сгорания может быть выражена уравнением

$$Q_{вр}^v - Q_{вр}^n = G_{вр}^v = 25(9H^p + W^p). \quad (14.5)$$

Зная элементарный состав твердого и жидкого топлива, удельную теплоту сгорания его в МДж/кг можно определить по приближенной формуле Д. И. Менделеева

$$Q_{вр}^n = 0,338C^p + 1,025H^p - 0,108(O^p - S^p) - 0,025W^p. \quad (14.6)$$

Газообразное топливо состоит из смеси отдельных газов (компонентов). Так, природный газ состоит из метана CH_4 и более тяжелых углеводородов. Поэтому удельную теплоту сгорания сухого газообразного топлива можно определить по объемному составу и теплотам сгорания отдельных газов, входящих в смесь,

$$Q_{вр}^n = \sum_{i=1}^n \tau_i \bar{Q}_i = 0,358CH_4 + 0,637C_2H_6 + 0,912C_3H_8 + 1,29C_4H_{10} + 1,46C_5H_{12} + 0,591C_2H_4 + 0,860C_3H_6 + 1,13C_4H_8 + 1,41C_6H_{10} + 0,108H_2 + 0,126CO + 0,234H_2S \text{ МДж/м}^3. \quad (14.7)$$

бесполезно теряется, так как расходуется на нагревание золы и шлака, которые в нагретом состоянии удаляются из котельного агрегата; теплота также расходуется на испарение влаги, содержащейся в топливе (около 2,51 МДж на 1 кг влаги). Зола ускоряет износ оборудования, загрязняет поверхность нагрева и газоходы, уменьшает коэффициент теплопередачи, требует установки специальных устройств золоудаления и золоулавливания. Влага ухудшает процесс воспламенения топлива; за счет водяных паров возрастает количество уходящих газов, вследствие чего увеличивается расход электроэнергии на работу дымососов.

Элементарный состав топлива определяется специальными лабораторными методами.

Топливо, освобожденное от влаги, называется сухой массой. Элементарный состав сухой массы топлива характеризуется уравнением

$$C^c + H^c + O^c + N^c + S^c + A^c = 100\%. \quad (14.2)$$

Безводная и беззольная масса топлива называется горючей. Уравнение (14.3) дает элементарный состав горючей массы топлива

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S^r = 100\%. \quad (14.3)$$

Все теплотехнические расчеты ведутся по элементарному составу рабочего топлива. В общем случае элементарный состав рабочего топлива меняется в процессе добычи, хранения и транспортировки (в зависимости от содержания золы и влаги). Элементарный состав горючей массы топлива не зависит от внешних факторов. Он стабилен, этим понятием пользуются при изучении физических свойств топлива и при их классификации.

Элементарный состав из одной массы в другую можно пере- считывать по уравнениям

$$C^{(2)} = K_{12}C^{(1)}; H^{(2)} = K_{12}H^{(1)} \text{ и т. д.} \quad (14.4)$$

где $C^{(1)}$, $H^{(1)}$ — элементарный состав топлива заданной массы; $C^{(2)}$, $H^{(2)}$ — элементарный состав топлива искомой массы; K_{12} — пересчетный коэффициент (табл. 14.2).

§ 4. Теплота сгорания топлива и ее определение

Важная теплотехническая характеристика топлива — его удельная теплота сгорания (теплотворная способность).

Удельной теплотой сгорания топлива называется количество теплоты, которое выделяется при полном сгорании единицы количества вещества (1 кг, 1 м³, 1 кмоль топлива). Удельную теплоту сгорания топлива определяют в специальных приборах — калориметрической бомбе или калориметре Юнкера (теплоту сгорания газообразного топлива).

Объемную теплоту сгорания газообразного топлива (в МДж/м³) пересчитывают в его удельную теплоту сгорания (в МДж/кг) по формуле

$$Q_p = Q_{pV}/\rho, \quad (14.8)$$

где ρ — плотность газообразного топлива в нормальных физических условиях, кг/м³; V — объемное содержание отдельных горючих газов в газообразном топливе; Q_i — низшая теплота сгорания этих газов, МДж/кг.

Чем меньше удельная теплота сгорания топлива, тем больше его расходуется в котельном агрегате. Для сравнения различных видов топлива по их тепловому эффекту введено понятие об условном топливе, удельная теплота сгорания которого принята $Q_{yr} = 29,3$ МДж/кг.

Отношение Q_{pP} данного топлива к Q_{yr} условного топлива называется топливным эквивалентом \mathcal{E} . Тогда пересчет расхода натурального топлива B_n в условное топливо B_{yr} осуществляется по формуле

$$B_{yr} = B_n \frac{Q_{pP}}{Q_{yr}} = B_n \mathcal{E}. \quad (14.9)$$

Пример 14.1. Определить низшую теплоту сгорания малосернистого мазута М-100 по формуле Д. И. Менделеева: состав мазута, %: углерод $C_p = 85,2$; водород $H_p = 10,2$; кислород $O_p = 0,4$; азот $N_p = 0,4$; сера $S_p = 0,5$; золь $A_p = 0,3$; влага $W_p = 3$.

Решение. Низшая теплота сгорания мазута по формуле (14.6)

$$Q_{pP} = 0,338C_p + 1,025H_p - 0,108(O_p - S_p) - 0,025W_p = \\ = 0,338 \cdot 85,2 + 1,025 \cdot 10,2 - 0,108(0,4 - 0,5) - 0,25 \cdot 3 = 39,2 \text{ МДж/кг.}$$

Точное значение теплоты сгорания мазута М-100

$$Q_{pP} = 38,9 \text{ МДж/кг.}$$

Таким образом, расхождение между полученным значением удельной теплоты сгорания по формуле (14.6) и точным значением достигает 0,7 МДж/кг, т. е. 1,8%.

Пример 14.2. Определить расход условного топлива, если в тонне котельного агрегата сжигается 540 м³/ч крекинг-газа с удельной низшей теплотой сгорания 67,8 МДж/м³ или 46,7 МДж/кг.

Решение. 1. Топливный эквивалент крекинг-газа

$$\mathcal{E} = \frac{Q_{pP}}{29,3} = \frac{46,7}{29,3} = 1,59 \text{ или } \mathcal{E}V = \frac{Q_{pP}V}{29,3} = 2,31.$$

Это значит, что 1 м³ газа эквивалентен 2,31 кг условного топлива.

2. Расход условного топлива $B_{yr} = B_n \mathcal{E} = 540 \cdot 1,59 = 860,7$ или $B_{yr} = B_n \mathcal{E}V = 540 \cdot 2,31 = 1250$ кг/ч.

§ 5. Теоретический и действительный расход воздуха

Для непрерывного и полного горения топлива в топку котельного агрегата наряду с топливом необходимо подводить воздух. Зная элементарный состав рабочего топлива и учитывая

основные реакции горения, можно определить количество воздуха, необходимого для полного сгорания 1 кг топлива. Это количество воздуха называется теоретическим, или минимальным, и обозначается буквой L_0 .

Углерод топлива, сгорая полностью, образует углекислый газ



Учитывая молекулярные массы элементов, эту реакцию окисления можно записать в массовых единицах

$$12 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 44 \text{ кг.}$$

Это значит, что для окисления (сгорания) 1 кг углерода расходуется $32/12 = 2,67$ кг кислорода. Реакции окисления остальных горючих элементов топлива



$$4,032 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 36,032 \text{ кг;}$$



$$32,06 \text{ кг} + 32 \text{ кг} = 64,06 \text{ кг.}$$

Таким образом, для сгорания водорода требуется $32/4,032 = 7,94$ кг кислорода, а для сгорания серы $32/32,06 \approx 1$ кг.

В воздухе содержится 23,1% (по массе) кислорода; следовательно, воздуха при горении потребуется в 4,3 раза больше, чем кислорода, т. е. для сгорания 1 кг углерода потребуется 11,5 кг воздуха, 1 кг водорода — 34,5 кг и 1 кг серы — 4,3 кг.

В рабочем топливе содержится горючих элементов (в кг): углерода $C_p/100$, водорода $H_p/100$; серы $S_p/100$ и, кроме того, кислорода $O_p/100$.

В соответствии с этим уравнение для определения теоретического расхода воздуха L_0 (в кг/кг) можно записать

$$L_0 = 0,115C_p + 0,345H_p + 0,043(S_p - O_p). \quad (14.13)$$

Удельный расход воздуха V'_0 (в м³ при 0°C и 0,1 МПа) на 1 кг топлива можно определить, разделив L_0 на плотность воздуха $\rho_a = 1,293$ кг/м³ (при 0°C и 0,1 МПа)

$$V'_0 = \frac{L_0}{\rho_a} = 0,089C_p + 0,266H_p + 0,033(S_p - O_p). \quad (14.14)$$

Для газообразного топлива теоретический объемный расход воздуха в кубических метрах на 1 м³ топлива можно определить по формуле

$$V_0 = 0,0238CO + 0,0238H_2 + 0,071H_2S + 0,0952CH_4 + \\ + 0,167C_2H_6 + 0,238C_3H_8 + 0,309C_4H_{10} + 0,381C_5H_{12} + \\ + 0,143C_2H_4 + 0,214C_3H_6 + 0,286C_4H_8 + 0,357C_5H_{10} - \\ - 0,0476O_2. \quad (14.15)$$

где CO , H_2 , H_2S , CH_4 и т. д. — объемное содержание оксида углерода, водорода, сероводорода, метана и так далее в газобразном топливе (в %).

Удельный расход воздуха L'_0 (в $\text{кг}/\text{м}^3$) можно определить по уравнению

$$L'_0 = \rho_n V_0. \quad (14.16)$$

Теоретический расход воздуха L_0 (в $\text{кг}/\text{кг}$) или L'_0 (в $\text{кг}/\text{м}^3$) для топлива можно приближенно определить делением удельной нижней теплоты сгорания топлива $Q_{p,n}$ (в $\text{МДж}/\text{кг}$) или $Q_{p,n,v}$ (в $\text{МДж}/\text{м}^3$) на 2,94

$$L_0 = \frac{Q_{p,n}}{2,94} \quad \text{и} \quad L'_0 = \frac{Q_{p,n,v}}{2,94}, \quad (14.17)$$

где 2,94 — расход воздуха (в кг) на 1 МДж теплоты сгорания топлива.

Теоретический расход воздуха для сжигания газобразного топлива V_0 в ($\text{м}^3/\text{м}^3$) можно подсчитать по формуле

$$V_0 = Q_{p,n}/3,8, \quad (14.18)$$

где 3,8 — расход воздуха (в м^3) на 1 МДж теплоты сгорания топлива.

Последние уравнения важны потому, что с помощью их можно определить теоретический расход воздуха, не зная состава рабочего топлива.

В действительности в топку котельного агрегата воздуха следует подавать больше, чем это теоретически необходимо и подсчитано по формулам. Это связано с тем, что практически невозможно обеспечить равномерное смещение воздуха с топливом и при подаче теоретически необходимого количества в одних частях топлива будет избыток воздуха, а в других его будет не хватать. В результате топлива будет сгорать не полностью, и часть теплоты сгорания потеряется. Эти потери тепла называются потерями от химической неполноты сгорания. Например, теплота сгорания углерода при полном окислении в углекислый газ (CO_2) равна 33,7 $\text{МДж}/\text{кг}$, а при неполном сгорании его в оксид углерода (CO) — 9,84 $\text{МДж}/\text{кг}$, т. е. на 1 кг углерода теряется около 23,86 МДж тепла.

Число, показывающее, во сколько раз действительный расход воздуха больше теоретически необходимого количества воздуха, называется *коэффициентом избытка воздуха*, т. е. действительный расход воздуха L (в $\text{кг}/\text{кг}$) или V ($\text{м}^3/\text{м}^3$) равен теоретически необходимому его количеству L_0 или V_0 , умноженному на коэффициент избытка воздуха α

$$L = \alpha L_0; \quad (14.19)$$

$$V = \alpha V_0. \quad (14.20)$$

Рекомендуемые значения коэффициента избытка воздуха зависят от вида сжигаемого топлива и конструкции топочных устройств. Так, при слоевом сжигании коэффициент избытка воздуха в топке $\alpha_T = 1,3-1,6$; при сжигании мазута, природного и попутного газа в топках с беспламенными горелками $\alpha_T = 1,05-1,10$.

Пример 14.3. Определить теоретический и действительный удельный расход воздуха для сжигания 1 кг малосернистого мазута М-100, если коэффициент избытка воздуха в топке котла $\alpha_T = 1,2$, состав мазута М-100 принять из примера 14.1.

Решение. 1. Теоретический удельный расход воздуха определяем по формуле (14.13)

$$L_0 = \frac{11,5\text{Ср} + 34,5\text{Нр} + 4,3\text{Sp}_n - 4,3\text{Op}}{100} = \\ = \frac{11,5 \cdot 85,1 + 34,5 \cdot 10,3 + 4,3 \cdot 0,5 - 4,3 \cdot 0,4}{100} = 13,4 \text{ кг/кг}.$$

2. По приближенной формуле (14.17)

$$L_0 = \frac{Q_{p,n}}{2,94} = \frac{39,2}{2,94} = 13,4 \text{ кг/кг}.$$

Действительный удельный расход воздуха

$$L_T = \alpha_T L_0 = 1,2 \cdot 13,4 = 16,1 \text{ кг/кг}.$$

Пример 14.4. Определить теоретический и действительный объемный расход воздуха для сжигания 1 м^3 газа каталитического крекинга, если коэффициент избытка воздуха в топке котла $\alpha_T = 1,15$.

Решение. 1. Теоретический объемный расход воздуха (14.15)

$$V_0 = 0,0238\text{CO} + 0,0238\text{H}_2 + 0,0714\text{H}_2\text{S} + 0,0952\text{CH}_4 + 0,167\text{C}_2\text{H}_6 + 0,238\text{C}_3\text{H}_8 + \\ + 0,309\text{C}_4\text{H}_{10} + 0,381\text{C}_5\text{H}_{12} + 0,143\text{C}_2\text{H}_4 + 0,214\text{C}_3\text{H}_6 + 0,286\text{C}_4\text{H}_8 + 0,357\text{C}_5\text{H}_{10} - \\ - 0,0476\text{O}_2 = 0,0238 \cdot 15,3 + 0,0952 \cdot 23,8 + 0,167 \cdot 6,4 + 0,238 \cdot 9,6 + 0,309 \cdot 13,0 + \\ + 0,381 \cdot 6,7 + 0,143 \cdot 3,3 + 0,214 \cdot 11,7 + 0,286 \cdot 7,6 + 0,357 \cdot 2,6 = 18,6 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

2. Теоретический массовый расход воздуха (14.16)

$$L_0 = \rho_n V_0 = 1,293 \cdot 18,6 = 24,1 \text{ кг/м}^3.$$

3. Действительный объемный расход воздуха для 1 м^3 газа каталитического крекинга (14.16)

$$V = \alpha_T V_0 = 1,15 \cdot 18,6 = 21,4 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

§ 6. Масса, теплотемкость газобразных продуктов сгорания и их влияние на окружающую среду

Масса газобразных продуктов сгорания, образующихся при сгорании 1 кг жидкого и газобразного топлива, определяется по закону сохранения массы вещества при химических реакциях: масса газобразных продуктов сгорания G равна сумме

Масса 1 кг топлива и действительного удельного расхода сухого воздуха αL_0 , атмосферных водяных паров W_v , содержащихся в расходуемом воздухе, и дополнительно вводимого пара W_ϕ , расходуемого на распыление жидкого топлива

$$G = 1 + \alpha L_0 + W_v + W_\phi. \quad (14.21)$$

Масса атмосферных водяных паров зависит от относительной влажности (в расчетах $\varphi = 0,6-0,8$), удельного абсолютного влагосодержания δ_s

$$W_v = \varphi \delta_s \alpha L_0. \quad (14.22)$$

Полная удельная масса газообразных продуктов сгорания складывается из масс сухих газов $G_{с.г.}$ и водяных паров $G_{в.п.}$

$$G = G_{с.г.} + G_{в.п.} \quad (14.23)$$

Масса водяных паров состоит из массы водяных паров, образовавшихся от сгорания водорода и испарения влаги топлива $\frac{9H_p + W_p}{100}$, масс атмосферных водяных паров W_v и дополнительно введенной влаги W_ϕ

$$G_{в.п.} = \frac{9H_p + W_p}{100} + W_v + W_\phi. \quad (14.24)$$

Удельная масса сухих газов продуктов сгорания определяется как разность удельных масс газообразных продуктов сгорания и водяных паров

$$G_{с.г.} = G - G_{в.п.} \quad (14.25)$$

Важнейшая физическая характеристика продуктов сгорания — массовая теплоемкость c_p .

В общем случае массовая теплоемкость — это то количество теплоты (в кДж), которое нужно затратить для повышения температуры 1 кг вещества на 1°C или 1 К. Теплоемкость продуктов сгорания — это теплоемкость смеси, состоящей из двух компонентов: сухих газов и водяных паров.

Таким образом, массовая удельная теплоемкость газообразных продуктов сгорания равна сумме произведений массовых концентраций сухих газов $G_{с.г.}/G$ и водяных паров $G_{в.п.}/G$ на их удельные теплоемкости $c_{с.г.}$ и $c_{в.п.}$

$$c_p = \frac{G_{с.г.}}{G} c_{с.г.} + \frac{G_{в.п.}}{G} c_{в.п.} = c_{с.г.} + \frac{G_{в.п.}}{G} (c_{в.п.} - c_{с.г.}). \quad (14.26)$$

Удельная теплоемкость сухих газов $c_{с.г.}$ зависит от состава газов и приблизительно равна удельной теплоемкости сухого воздуха $c_{с.г.в.}$ (табл. 14.3).

Средняя удельная теплоемкость газообразных продуктов сгорания $c_{p.г.}$ может быть подсчитана как истинная теплоемкость

Таблица 14.3

Истинные удельные теплоемкости воздуха и водяного пара

Температура, °С	Удельная теплоемкость c_p , кДж/(кг·°С)	
	сухого воздуха	водяного пара
0	1,00	1,86
300	1,05	2,00
600	1,11	2,20
900	1,17	2,42
1200	1,21	2,60

c_p , взятая при среднеарифметической температуре процесса $t_{ср} = 0,5(t_1 + t_2)$, (t_1 и t_2) — температуры начала и конца процесса соответственно.

Безопасными для живых организмов веществами, образующимися при сгорании органического топлива, являются лишь водяные пары, азот, углекислый газ и кислород. Остальные — оксиды серы ($SO_x = SO_2 + SO_3$) и азота ($NO_x = NO + NO_2$), угарный газ, сажа, зола, оксид ванадия (V) — токсичные вещества, вредно влияющие на органы дыхания, кожу человека и животных, растения и др. По степени опасности воздействия на организм человека вредные вещества делятся на несколько групп.

К чрезвычайно опасным относятся пестициды, ванадий и бензапирен, который появляется в продуктах сгорания при сжигании органических топлив при недостатке кислорода. Высокоопасными являются диоксид азота NO_2 и серный ангидрид SO_3 . При взаимодействии с водяными парами атмосферного воздуха образуются пары серной кислоты, токсичное и коррозионно-активное вещество. Расчеты показывают, что при работе тепловой электростанции мощностью 1000 МВт на подмосковном буром угле в течение года образуется 7128 т серной кислоты, т. е. примерно 7 кг серной кислоты на 1 кВт установленной мощности. Вредное воздействие на окружающую среду заключается еще и в том, что из атмосферы изымается громадные количества кислорода. Рассматриваемая станция по расчету в 1 ч потребляет $3,2 \cdot 10^6$ м³ воздуха, что соответствует $67 \cdot 10^4$ м³ кислорода. Вредное воздействие веществ на живой организм оценивается по концентрации их в воздухе. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ устанавливаются санитарными нормами (табл. 14.4).

О степени токсичности судят путем сопоставления концентраций того или иного вещества действительной с предельно допустимыми. Концентрация C вредного вещества безопасна, если ее отношение к предельно допустимой концентрации меньше или равно единице $C/ПДК \leq 1$. При одновременном содержании в воздухе нескольких вредных веществ, близких по воздействию

Таблица 14.4

Предельно допустимые концентрации (мг/м³) вредных веществ в воздухе

Вещество	Формула	Концентрация	
		максимальная	среднесуточная
Двуокись азота	NO ₂	0,085	0,085
Оксид азота	NO	0,25	0,25
Серный ангидрид	SO ₃	0,30	0,10
Сернистый ангидрид	SO ₂	0,50	0,05
Оксид углерода	CO	3,0	1,0
Оксид ванадия	V ₂ O ₅	—	0,002
Сажа (копоть)	—	0,15	0,05
Пыль (зольные частицы)	—	0,50	0,15

на живой организм, воздушная среда будет безопасной, если сумма отношений действующих концентраций к ПДК будет меньше или равна единице

$$\frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{NO}_2}} + \frac{C_{\text{NO}}}{\text{ПДК}_{\text{NO}}} + \frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2}} + \frac{C_{\text{SO}_3}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_3}} + \frac{C_{\text{CO}}}{\text{ПДК}_{\text{CO}}} + \frac{C_{\text{V}_2\text{O}_5}}{\text{ПДК}_{\text{V}_2\text{O}_5}} \leq 1.$$

Обычно концентрации вредных веществ вокруг электростанции ниже ПДК, что достигается применением различных конструктивных и технологических мероприятий.

При использовании ядерного топлива контролируют газообразные выбросы в атмосферу и устанавливают определенную зону наблюдения за состоянием внешней среды. Радиус такой зоны составляет 10—15 км. Многолетний опыт эксплуатации атомных электростанций показывает, что доза облучения от них значительно ниже доз облучения от природного радиоактивного фона. Жидкие радиоактивные отходы химически очищают, упаривают и вводят в цементные или битумные блоки, которые хранят в специальных помещенных-модульниках.

Пример 14.5. Определить массу образующихся газообразных продуктов сгорания при сгорании мазута М-100, если расход пара на распыливание мазута 0,3 кг/кг; при решении использовать данные примеров 14.1, 14.3; влажной атмосферного воздуха пренебречь $W_a = 0$.

Решение. Масса газообразных продуктов сгорания определяется по формуле (14.21).

$$G = 1 + L + W_{\phi} = 1 + 16,1 + 0,3 = 17,4 \text{ кг/кг}.$$

Пример 14.6. Определить удельную теплоту сгорания газообразных продуктов сгорания мазута М-100 при температуре 1000 °С, если удельная теплоты сгорания сухого воздуха при этой температуре $c_{\text{ср}, \text{с}} = 1,18 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}$ и влажных паров $c_{\text{ср}, \text{в}} = 2,48 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}$; при решении использовать данные примеров 14.1, 14.3, 14.5.

Решение. 1. Масса водяных паров (14.24)

$$G_{\text{в}, \text{п}} = \frac{9\text{H} + \text{Wp}}{100} + W_{\phi} = \frac{9 \cdot 10,3 + 3}{100} + 0,3 = 1,26 \text{ кг/кг}.$$

2. Масса сухих газов (14.25)

$$G_{\text{с}, \text{г}} = G - G_{\text{в}, \text{п}} = 17,4 - 1,26 = 16,1 \text{ кг/кг}.$$

3. Теплотворность продуктов сгорания (14.26)

$$\begin{aligned} q_{\text{р}} &= c_{\text{ср}, \text{г}} + \frac{G_{\text{в}, \text{п}}}{G} (c_{\text{ср}, \text{п}} - c_{\text{ср}, \text{г}}) = 1,18 + \frac{1,26}{17,4} (2,48 - 1,18) = \\ &= 1,27 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}. \end{aligned}$$

Контрольные вопросы

1. Назовите области использования горячей воды и водяного пара в нефтяной и газовой промышленности.
2. Как осуществляется рабочий процесс газомазутного котельного агрегата и из каких основных элементов он состоит?
3. Какие параметры характеризуют рабочий процесс котельного агрегата и каковы их значения?
4. Что называется топливом и какие виды его существуют?
5. Каков топливный баланс СССР и какова тенденция его изменения?
6. Каков элементарный состав органических топлив?
7. Перечислите основные элементы, входящие в рабочую массу топлива.
8. Что относится к балласту топлива?
9. Как осуществляется пересчет элементарного состава с одной массы топлива в другую?
10. Что такое теплота сгорания топлива и как она определяется?
11. Что называется условным топливом и как осуществляется пересчет расхода натурального топлива в условное?
12. Что называется теоретическим расходом воздуха, необходимого для полного сгорания топлива, и как он определяется?
13. Что такое химическая неполнота сгорания топлива и чем она вызвана?
14. Как определяется действительный расход воздуха, необходимый для сгорания топлива?
15. Как рассчитывается масса газообразных продуктов сгорания?
16. Из каких компонентов состоят газообразные продукты сгорания и как определяется их теплотворность?
17. Как оценивается степень токсичности вредных веществ при наличии их окружающей среде?

Глава 15 ТОПКИ И ТОПОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 1. Назначение, классификация топочных устройств и показатели работы топок

Топкой, или топочным устройством, называется часть котельного агрегата, где осуществляется сжигание топлива с образованием высоконагретых продуктов сгорания и с одновременным их охлаждением за счет передачи теплоты поверхностям нагрева, окружающим камеру сгорания. Таким образом, топка явля-

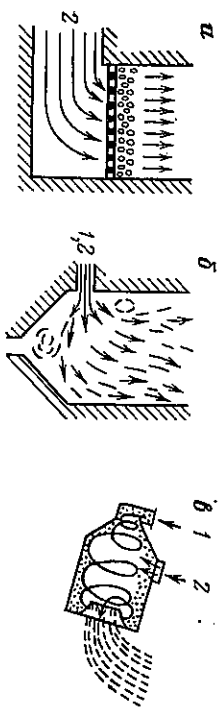


Рис. 15.1. Схемы слоевого (а), факельного (б) и вихревого (в) способов сжигания топлива

ются топливосжигающим и теплообменным аппаратом. Существуют три способа сжигания топлива: *слоевой, факельный и факельно-слоевой*. В соответствии с этим и различают три группы топок: *слоевые, камерные и комбинированные*.

Слоевые топки предназначены для сжигания твердого топлива в слое на колосниковой решетке. В камерных топках твердое в виде пыли, жидкое и газообразное топливо сжигают в объеме топки во взвешенном состоянии. Камерные топки в зависимости от аэродинамики подразделяют на факельные (прямоточные) и вихревые (циклонные). В комбинированных топках крупные куски топлива сжигаются в слое, а мелочь во взвешенном состоянии (рис. 15.1).

При слоевом сжигании твердое топливо лежит неподвижно на колосниковой решетке или медленно перемещается вместе с ней. Необходимый для горения воздух подается к слою топлива через колосниковую решетку.

При факельном способе сжигания в топочную камеру подается смесь топлива и воздуха 1, 2. Топливо воспламеняется, двигается прямооточно с воздухом и горит на лету в топочном пространстве. В факельных топках можно сжигать любое топливо — газообразное (без подготовки), жидкое (предварительно распыленное) и твердое (предварительно размолотое).

При вихревом способе сжигания камеры горения топок выкладывают в виде горизонтальных или вертикальных цилиндров. Воздух 2 подводится тангенциально с большой скоростью и благодаря этому в циклонной топке создается интенсивное вихревое движение воздуха и продуктов сгорания, вместе с которыми движутся и частицы топлива. Они отбрасываются центробежной силой к периферии камеры горения, где создается подвижной толстый слой и обеспечивается горение.

Для характеристики работы топок служат показатели: видное тепловое напряжение зеркала горения q_v , тепловое напряжение топочного пространства q_v , коэффициент полезного действия (к. п. д.) топки и коэффициент избытка воздуха.

Видное тепловое напряжение зеркала горения q_v (колосниковой решетки при условии равенства площадей

зеркала горения $F_{s.r.}$ и колосниковой решетки R ; $F_{s.r.} = R$) характеризует количество выделившейся при полном сгорании топлива теплоты на единице площади поверхности зеркала горения в единицу времени, т. е. представляет собой отношение произведения расхода топлива в единицу времени на его низшую теплоту сгорания $BQ_{н.p.}$ к площади поверхности зеркала горения $F_{s.r.}$

$$q_v = BQ_{н.p.}/F_{s.r.} \quad (15.1)$$

Для слоевых топок $q_v = (3-8) \cdot 10^6 \text{ кДж/(м}^2 \cdot \text{ч)}$.

Тепловое напряжение топочного объема q_v показывает, какое количество теплоты выделяется в 1 м³ объема топки в единицу времени при полном сгорании топлива, т. е. представляет собой отношение произведения расхода топлива в единицу времени на его низшую теплоту сгорания $BQ_{н.p.}$ к объему топки V

$$q_v = BQ_{н.p.}/V. \quad (15.2)$$

Для камерных топок $q_v = (0,5-1,2) \cdot 10^6 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ч)}$; при сжигании жидкого и газообразного топлива рекомендуется $q_v = (0,83-1,05) \cdot 10^6 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ч)}$.

Величиной q_v пользуются также при определении объема слоевых топок, условно считая, что все количество теплоты при сгорании топлива выделяется в топочном пространстве.

Все топки работают с потерями теплоты, поэтому к. п. д. топки всегда меньше 100%. Если за 100% принять количество теплоты, которая могла бы выделиться в топке при полном сгорании топлива без потерь, то, вычитая из 100% доли потерь от химической неполноты сгорания q_3 , от механической неполноты сгорания q_4 , от внешнего охлаждения топки q_{5r} и долю потерь теплоты со шлаком и на охлаждение панелей и бадов, не включенных в циркуляцию, когда q_6 , получим к. п. д. топки η_r (в %)

$$\eta_r = 100 - (q_3 + q_4 + q_{5r} + q_6). \quad (15.3)$$

При сжигании жидкого и газообразного топлива $q_4 = 0$ и при отсутствии потерь q_6 к. п. д. топки определяется выражением

$$\eta_r = 100 - (q_3 + q_{5r}). \quad (15.4)$$

Испытания топочных устройств котельных аппаратов и

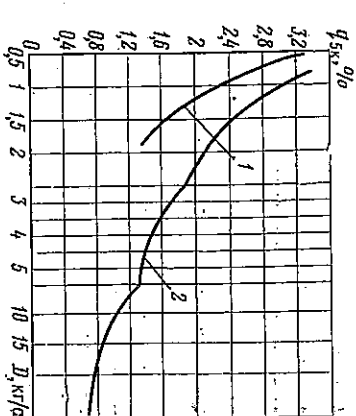


Рис. 15.2. Потери теплоты котельными аппаратами от наружного охлаждения q_{5r} в зависимости от номинальной производимой мощности D : 1 — собственно котельный аппарат; 2 — котельный аппарат со вспомогательными поверхностями нагрева

опыт их эксплуатации дали возможность установить оптимальные потери топочного процесса. Так, потери от химической неполноты сгорания при сжигании жидкого и газообразного топлива составляют $q_3 = 1,5-2\%$ для экранированных топок и $q_3 = 1,0-1,5\%$ для неэкранированных топок.

Потери теплоты от внешнего охлаждения определяются потерями теплоты вследствие теплоотдачи от наружной поверхности обмуровки и металлических частей к окружающему воздуху. Эти потери зависят в основном от размеров и типа обмуровки, от температуры обмуровки и окружающего воздуха и для котельного агрегата могут быть определены по графику (рис. 15.2). Потери теплоты от внешнего охлаждения топки приближенно равны половине потерь от охлаждения котельного агрегата

$$q_{5+7} = 0,5q_{5к}. \quad (15.5)$$

Остальная часть потерь приходится на другие элементы котельного агрегата. При равном к. п. д. топок эффективнее работает та, у которой топочный процесс характеризуется меньшим коэффициентом избытка воздуха α .

Контрольные вопросы

1. Какие три группы топок существуют и каков принцип их действия?
2. Какие показатели характеризуют рабочий процесс топок?
3. Что такое к. п. д. топок и как он рассчитывается?

Литература

КОТЕЛЬНЫЕ АГРЕГАТЫ И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

§ 1. Эволюция конструктивных форм котельных агрегатов

Промышленное использование паровых котлов относится ко времени появления паровой машины, т. е. к началу XVIII в. Свое развитие современные котлы начали от простого цилиндрического котла (рис. 16.1). Вначале основное внимание было обращено на создание прочных и безопасных конструкций в эксплуатации. В дальнейшем по мере развития и роста производственной базы более серьезное внимание уделяют технологии изготовления паровых котлов, появляется стремление повысить их производительность и давление, снизить массу затрачиваемого металла и уменьшить внешние размеры.

Развитие конструктивных форм паровых котлов пошло по двум направлениям (рис. 16.1, 16.2): по пути размещения допол-

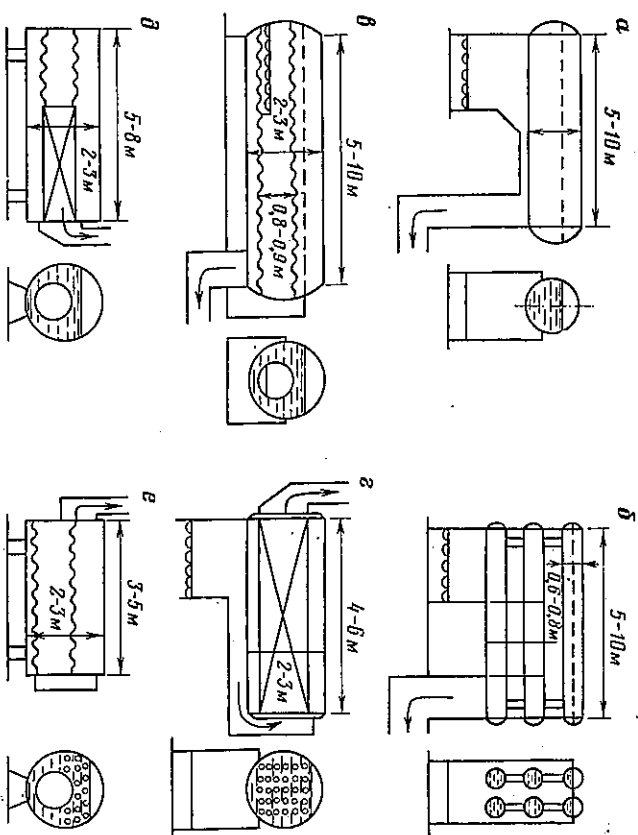


Рис. 16.1. Эволюция конструктивных форм паровых котлов с увеличенным водным объемом:

а — цилиндрический котел; б — барабанный котел (шестерка); в — котел с жаровой трубой; г — газотрубный котел; д — локомобильный котел; е — оборотный котел

нительной поверхности нагрева внутри основного барабана (одно- и двухжаротрубные, газотрубные, локомобильные, паровозные и оборотные, вертикально-цилиндрические котлы) и по пути размещения дополнительной поверхности вне основного барабана (горизонтально-водотрубные, камерные, Шухова, Шухова — Берлина, секционные с продольными и поперечными барабанами и вертикально-водотрубные котлы).

В конце XIX и начале XX в. при проектировании котельных агрегатов принимаются меры по экономии не только металла, но и топлива. С целью повышения к. п. д. котельных агрегатов увеличивают число газоходов, устанавливают водные экономайзеры и воздухоподогреватели, разрабатывают рациональные методы сжигания топлива и т. д.

Вертикально-водотрубные котлы в настоящее время постепенно вытесняют горизонтально-водотрубные и занимают ведущее место в производственной котельной технике.

По виду движения воды и пароводяной смеси все котлы разделяются на паровые с естественной циркуляцией и с принудительным движением рабочего вещества.

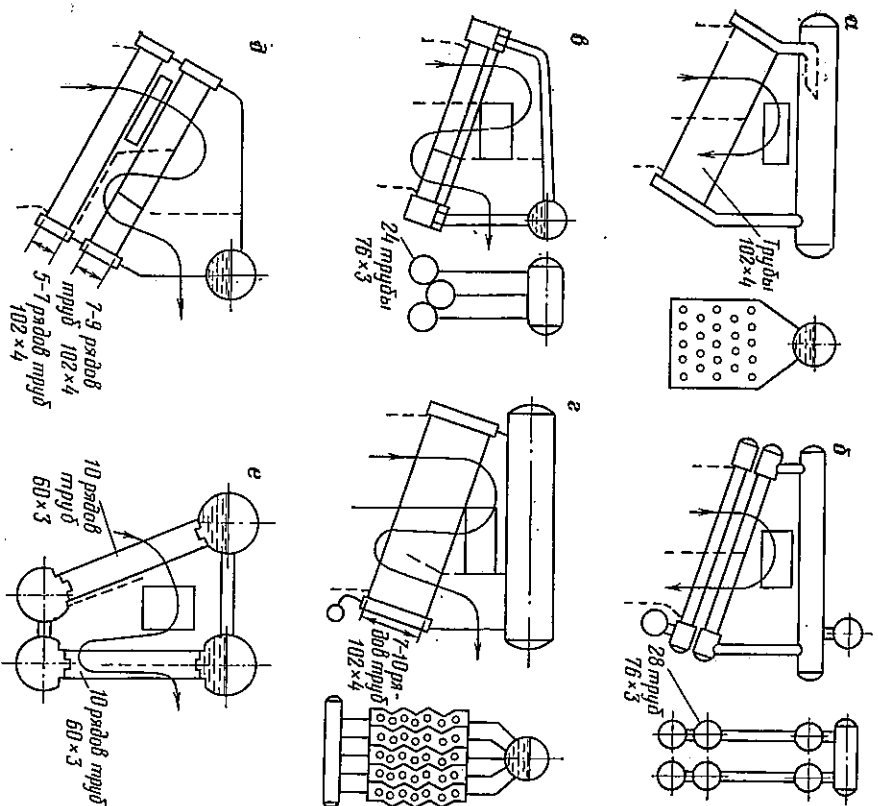


Рис. 16.2. Эволюция конструктивных форм водотрубных котлов:
а — камерный котел Штейнмюллера; б — камерный котел Шухова; в — камерный котел Шухова — Берлина; г — секционный котел с продольным барабаном; д — секционный котел с поперечным барабаном; е — вертикально-водотрубный котел Габбе

В промышленной теплоэнергетике наиболее распространены паровые котлы с естественной циркуляцией. Все разновидности паровых котлов с естественной циркуляцией можно разделить на три группы: первую составляют паровые котлы с увеличенным водяным объемом; вторую представляют камерные, секционные и многобарабанные водотрубные котлы; третью — современные водотрубные котлы экранного типа. Эти группы паровых котлов отражают также и этапы исторического развития.

К первой группе относятся цилиндрические, батарейные, жаротрубные, газотрубные и комбинированные котлы (см.

рис. 16.1), отличительным признаком которых является большой водяной объем, приходящийся на 1 м² площади поверхности нагрева, достигающий 200—300 л, в то время как водяной объем современных водотрубных котлов не превышает 15—20 л на 1 м² поверхности нагрева. Котлы этой группы как горизонтально-цилиндрические (жаротрубные, локомотивные, оборотные), так и вертикально-цилиндрические с дымогарными трубами или с заполненными водой выпускают для технологических и хозяйственных нужд промышленности, для дорожного строительства, коммунально-бытовых предприятий, транспорта и сельского хозяйства.

У котлов второй группы (см. рис. 16.2) поверхность нагрева образуется стальными кипятильными трубами малого диаметра (50—100 мм), по которым движется пароводяная смесь; котельные барабаны в этом случае играют роль коллектора, объединяющего трубную кипятильную систему котла. Котлы этой группы широко эксплуатируются.

На предприятиях нефтяной, химической и газовой промышленности (нефтебазах, НПЗ и т. п.) распространены котлы Шухова, Шухова — Берлина, секционные горизонтально-водотрубные и многобарабанные вертикально-водотрубные.

Горизонтально-водотрубный котел В. Г. Шухова впервые был построен в 1891 г. У этого котла 28 кипятильных труб ($d = 76 \times 3$ мм, $l = 4500$ мм) объединены в пучки двумя короткими цилиндрическими камерами (головками) диаметром 640 мм. Камеры имеют съемные крышки, которые открывают доступ одновременно к 28 трубам и дают возможность осматривать их, вылавливать, очищать от накипи и шлама.

Котел Шухова состоит из отдельных двух, трех, четырех или пяти элементов. Площадь поверхности нагрева котла составляет 62,5—310 м²; каждый элемент котла включает один верхний продольный барабан и два пучка труб. Передние верхние камеры соединены со всеми барабанами горловинами, а задние — вертикальными патрубками. Паровое пространство барабанов котла соединены наверху между собой общим поперечным паросборником, а водяные пространства внизу — общим поперечным грязевиком.

Основное преимущество котлов Шухова — наличие небольшого числа люков, стандартные типовые детали и элементы котла. Это облегчает их точное производство, сборку и снижает стоимость котла. Котлы Шухова рассчитаны на давление 1,3 МПа и имеют нормальное напряжение поверхности нагрева 20—25 кг/(м²·ч).

Недостатками этих котлов являются относительно большой расход металла, термическая жесткость конструкции, большие габариты, тесное расположение труб в пучках, затрудняющее их очистку от сажи и золы.

В 1936—1937 гг. котел Шухова был модернизирован с целью снижения затрат металла и уменьшения термической жесткости конструкции. В котлах новой конструкции Шухова — Берли на место нескольких продольных применялся один поперечный барабан диаметром 900—1000 мм; длина кипятильных труб была увеличена до 5600 м, а их число в пучке уменьшено с 28 до 24. Пучки кипятильных труб (от двух до семи) расположены в шахматном порядке и присоединены к котельному барабану двумя прямыми задними подводящими трубами и двумя изогнутыми передними отводящими трубами малого диаметра. Площадь поверхности нагрева одного пучка составляла 35 м². Несмотря на некоторое повышение к. п. д., увеличение напряжения площади поверхности нагрева (до 35 кг/(м²·ч) для неэкранированных и до 50—60 кг/(м²·ч) для экранированных котлов) и некоторое снижение расхода металла, котлы Шухова — Берли не устраняли всех недостатков котлов Шухова и были заменены более совершенными котлами.

Секционные водотрубные котлы появились одновременно с камерными, затем вытеснили их и сохранили ведущее место в промышленности до 1930—1933 гг. Основной рабочий элемент этого котла — секция, состоящая из пяти — одиннадцати прямых кипятильных труб и двух волнообразной формы камер-коллекторов, в которые вальцованы трубы. Такая форма камер позволяет располагать кипятильные трубы в шахматном порядке. Каждая секция присоединяется к барабану при помощи двух патрубков: водоподводящего — заднего и паровыводящего — переднего.

Малое сечение камер (обычно 140×140 мм) позволяло строить эти котлы на сравнительно большое давление (до 10 МПа и более). Из стандартных кипятильных секций можно было получить котел с весьма большой поверхностью нагрева 2000—2500 м² при паропроизводительности до 500 т/ч.

Секционные котлы выпускали в двух вариантах с продольными барабанами (котлы малой мощности) и с поперечными барабанами (котлы большой мощности).

Основными недостатками секционных котлов являются трудоемкость изготовления камер-коллекторов, большая затрата металла на изготовление котла, большое число лючков (два лючка на каждую кипятильную трубу).

Вертикально-водотрубные котлы раньше изготавливали многобарабанными (5; 4; 3; 2). И в настоящее время во многих котельных имеются еще в эксплуатации вертикально-водотрубные котлы старой конструкции. Эти котлы бескамерные, в них кипятильные трубы соединены непосредственно с барабанами.

§ 2. Паровые и водогрейные котлы, применяемые на предприятиях нефтяной, нефтехимической, газовой промышленности и на предприятиях других отраслей народного хозяйства

В период 1938—1940 гг. была разработана принципиальная схема одно- и двухбарабанных вертикально-водотрубных котлов экранного типа, которая в основной своей части осталась неизменной и в настоящее время (II-образная схема). Поверхность нагрева современного парового котла составляют максимально развитые топочные экраны; роль конвективного пучка перед пароперегревателем выполняют трубы заднего экрана, разведенные на 3—4 ряда.

Парообразование заканчивается полностью в топочных экранах за счет радиационной теплопередачи от факела горящего топлива. Дальнейшее охлаждение продуктов сгорания после пароперегревателя осуществляется в описанных конвективных газоходах экономайзера и воздухоподогревателя.

Распространенным котельным агрегатом средней мощности II-образной схемы является котельный агрегат БГ-35/39 (рис. 16.3) паропроизводительностью 35 т/ч при избыточном давлении 3,9 МПа и температуре 450 °С. Этот агрегат оборудован для сжигания природного газа или жидкого топлива. Объем полностью экранированной топки 147 м³. Под топки охлаждается только воздухом. Основные газовые (мазутные) горелки расположены на фронтальной стене топки. Кроме основных, вверху топочной камеры могут быть установлены дополнительные газовые горелки для регулирования температуры перегретого пара. Площадь поверхности нагрева котла в топке (радиационная) составляет 136,1 м². Верхняя часть труб заднего экрана разведена на три ряда.

Пароперегреватель двухступенчатый: первая ступень по ходу газов имеет поверхность площадью 105 м² и изготовлена из труб диаметром 40 мм, а вторая ступень — из труб диаметром 38 мм.

Водяной экономайзер стальной змеевиковый, площадь поверхности нагрева 554 м², выполнен из труб диаметром 32 мм. Воздухоподогреватель трубчатый, изготовлен из труб диаметром 40 мм и расположен в отдельном, смещенном к задней стенке топки газоходе для облегчения очистки труб воздухоподогревателя.

К этому же типу котлов относятся котлы БГ-20 и БГ-15 паропроизводительностью 20 и 15 т/ч. Избыточное давление производимого пара примерно 3,9 МПа, температура 450 °С.

Дальнейшее совершенствование и развитие конструкции газомазутных котельных агрегатов привело к созданию котла Е-25-14ГМ паропроизводительностью 25 т/ч при давлении перегретого пара 1,4 МПа и температуре 250 °С.

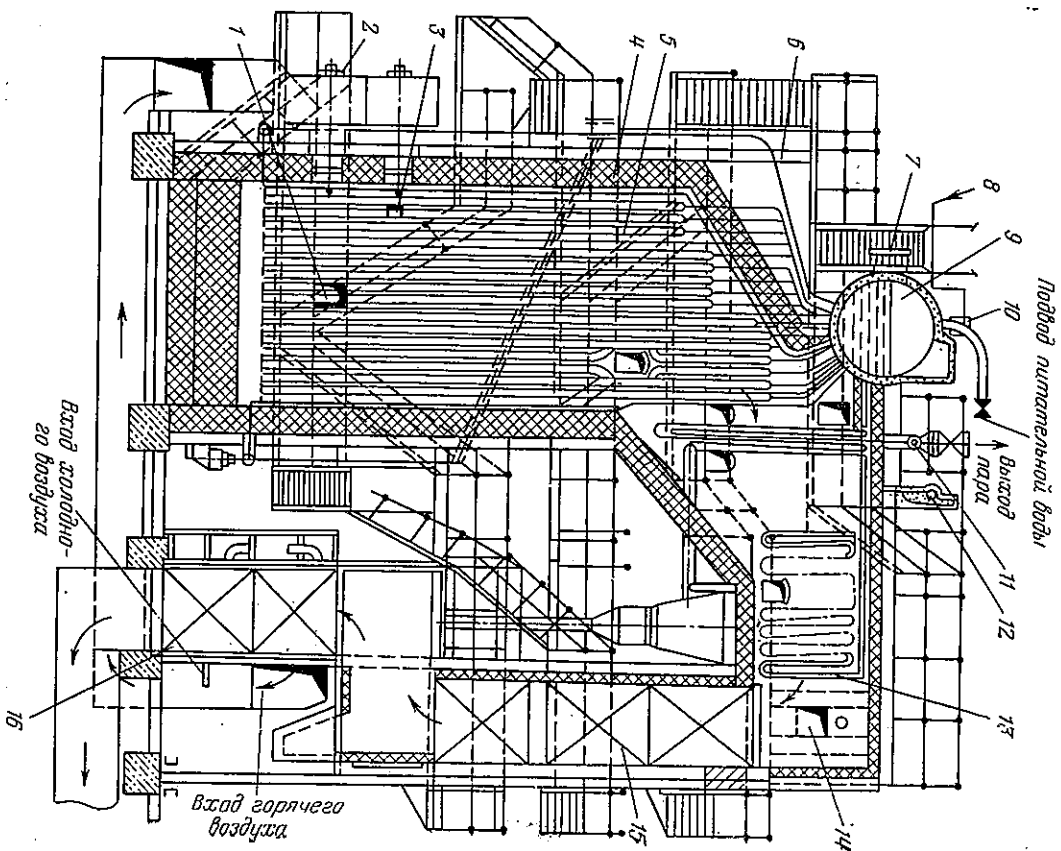


Рис. 16.3. Паровой котел БТ-35/39 с газомасляной топкой:

1 — газ; 2 — газомасляные горелки; 3 — глители; 4 — обмуровка; 5 — экранованная топка; 6 — каркас; 7 — водоукашливательный прибор; 8 — манометр; 9 — барабан; 10 — предохранительный клапан; 11 — выходной коллектор пароперегревателя; 12 — регулятор пароперегрева; 13 — пароперегреватель; 14 — жаровые клапаны; 15 — змеевиковый водный экономайзер; 16 — трубчатый воздухоподогреватель

Котельный агрегат имеет два барабана (рис. 16.4) с опускаемыми трубами и чугунный водный экономайзер 7. Площади поверхности нагрева котла Е-25-14ГМ следующие (в м²): фесто-на 17, пароперегревателя 25, котельного пучка 165, воздухопо-

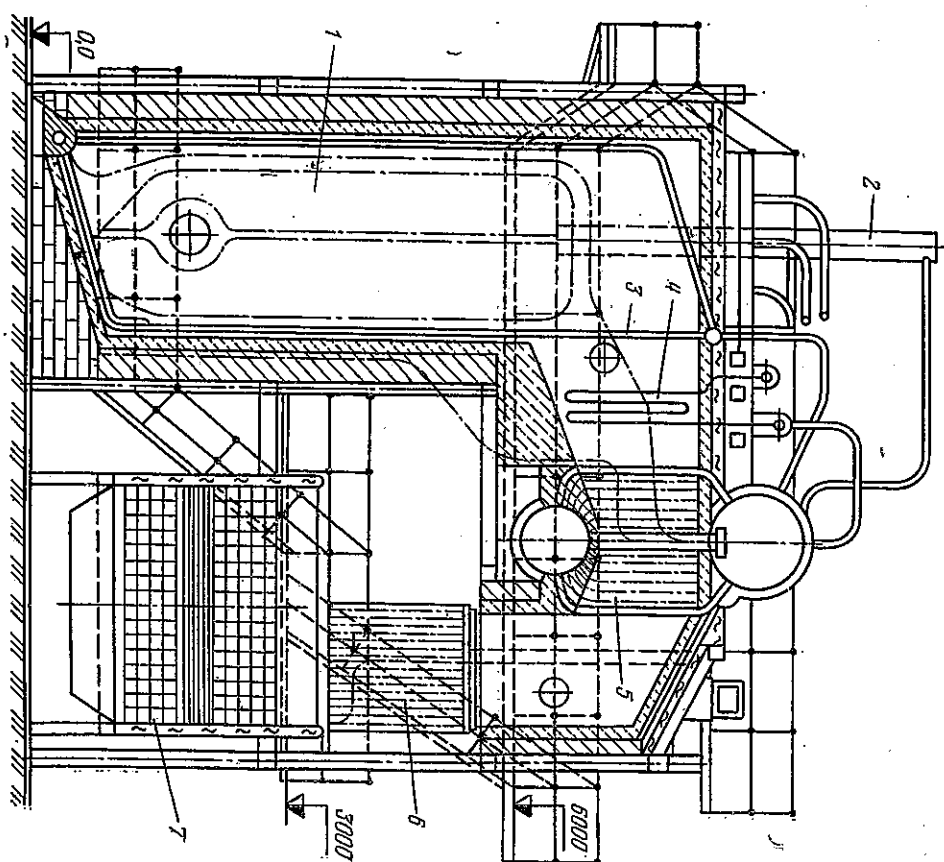


Рис. 16.4. Газомасляный котельный агрегат Е-25-14:

1 — топчанная камера; 2 — выносной клапан; 3 — фесто; 4 — пароперегреватель; 5 — котельный пучок; 6 — трубчатый воздухоподогреватель; 7 — чугунный водный экономайзер

догревателя 242, экономайзера 531. К.п.д. котлоагрегата при работе на мазуте — 88,9%, на газе — 90,3%.

Газомасляный котельный агрегат ГМ-50-14/250 мало отливается от котла Е-25-14ГМ. Он имеет два барабана, соединенных вертикальными кипятильными трубами, полностью экранованную топчанную камеру трубами диаметром 60 мм, горизонтальный конвективный пароперегреватель, расположенный в опускном газоходе после котельного пучка вместе с труба-

тым воздухоподогревателем, и чувствительный ребристый водяной эконмайзер, вынесенный в отдельный газопод.

Блочный малогабаритный котлоагрегат Е-40Н с наддувом (давление наддува до 4,5 кПа) имеет паропроизводительность 40 т/ч при давлении перегретого пара 3,9 МПа и температуре 440 °С.

Многообразие конструкций газомазутных котлоагрегатов объясняется поисками рациональных конструкций, позволяющих наиболее надежно и экономично сжигать мазут и газ.

Большое распространение на предприятиях нефтехимической и газовой промышленности получили транспортные двухбарабанные водотрубные котлы (ДКВ). Их паропроизводительность 2—10 т/ч, причем котлы паропроизводительностью 2 т/ч предназначены для производства насыщенного пара, котлы паропроизводительностью 4—10 т/ч выпускались по требованию потребителей как с пароперегревателями, так и без них.

Вся серия котлов ДКВ унифицирована и имеет общую конструкцию схему. Это двухбарабанные котлы с продольным расположением барабанов с разворотом продуктов сгорания в горизонтальной плоскости. Верхний удлиненный барабан в своей передней части трубами соединен с нижними коллекторами. Эти трубы образуют в топке два боковых экрана. Экраны коллекторы питаются водой по опускающим трубам, проложенным в обмуровке, из верхнего барабана и по трубам из нижнего барабана. Верхний и нижний барабаны соединены трубами (51 мм), которые образуют конвективную поверхность нагрева котла.

Трубы располагаются в коридорном порядке с шагом вдоль оси барабана 115 мм и поперек его оси 130 мм. Со стороны топкой конвективная часть котла отделена огнеупорной перегородкой с амбразуры для прохода газов, кроме того, устанавливается одна чувствительная перегородка, разделяющая кипятильный пучок на два газопотока. Пароперегреватель состоит из труб диаметром 38 мм, располагается обычно между первым и вторым газопотоками в зоне относительно низких температур. При отсутствии пароперегревателя на его место устанавливаются кипятильные трубы.

Напряжение поверхности нагрева котла 30 кг/(м²·ч); температура газов на выходе из котла примерно 380 °С.

В зависимости от длины верхнего барабана котлы типа ДКВР выпускают в двух модификациях. У котлов паропроизводительностью 2,5; 4; 6,5 т/ч и 10 т/ч раннего выпуска длина верхнего барабана значительно больше длины нижнего (табл. 16.1).

Схема движения продуктов сгорания в реконструированных котлах такая же, как в котлах ДКВ. Для улучшения условий омывания и теплопередачи в котлах ДКВР вдоль боковых стежков и газоподов предусмотрены коридоры, шаги кипятильных

Основные характеристики котлов ДКВР

Таблица 16.1

Тип котла	Паропроизводительность, т/ч	Абсолютное давление, МПа	Состояние пара или температура перегретого пара, °С	Площадь поверхности нагрева, м ²			Площадь поверхности нагрева пароперегревателя, м ²
				радиационная	конвективная	общая	
ДКВР-2,5-13	2,5	1,4	Насыщенный	17,7	73,6	91,3	—
ДКВР-4-13	4	1,4	Насыщенный	21,4	116,9	138,3	—
ДКВР-4-13-250	4	1,4	250	21,4	107,6	129,0	8,5
ДКВР-6,5-13	6,5	1,4	Насыщенный	27,9	197,4	225,3	—
ДКВР-6,5-13-250	6,5	1,4	250	27,9	179,0	206,9	12,8
ДКВР-6,5-23	6,5	2,4	Насыщенный	27,9	197,4	225,3	—
ДКВР-6,5-23-370	6,5	2,4	370	27,9	179,0	206,9	*
ДКВР-10-13	10	1,4	Насыщенный	47,9	229,1	277,0	—
ДКВР-10-13-250	10	1,4	250	47,9	207,5	255,4	17,0
ДКВР-10-23	10	2,4	Насыщенный	47,9	229,1	277,0	—
ДКВР-10-23-370	10	2,4	370	47,9	207,5	255,4	*
ДКВР-10-39-440	10	4	440	34,5	176,5	211,0	68
ДКВР-20-13	20	1,4	Насыщенный	51,3	357,4	408,7	—
ДКВР-20-13-250	20	1,4	250	51,3	235,0	358,5	34,0
ДКВР-20-23	20	2,4	Насыщенный	73,5	357,4	408,7	—
ДКВР-20-23-250	20	2,4	250	73,5	256,0	358,5	*
ДКВР-35-13-250	35	1,4	250	86,1	333,9	420,0	42,7

* Определяется при проектировании в зависимости от температуры перегрева и принятого толшина.

труб уменьшены до 110 мм в продольном направлении и до 100 мм в поперечном направлении.

Пароперегреватель в котлах ДКВР вертикальный, змеевиковый из стальных цельнотянутых труб наружным диаметром 32 мм. Он размещается в начале котельного пучка и отделен от камеры сгорания двумя рядами кипятильных труб. Для уменьшения пароперегревателя часть кипятильных труб не устанавливаются.

Котел ДКВР-6,5-13 (рис. 16.5) паропроизводительностью 6,5 т/ч, с избыточным давлением 1,3 МПа оборудован двумя низконапорными мазутными форсунками системы ОЭН. Общая площадь поверхности нагрева котла 225 м², в том числе площадь радиационной поверхности нагрева составляет 28 м² и конвективной — 197 м². Котел не имеет пароперегревателя и предназначен для получения насыщенного пара. В верхней части парового объема верхнего барабана расположены паросепарирующие устройства. Нижний барабан служит шламоотстойником.

В 1963 г. начался серийный выпуск котлов ДКВР паропроизводительностью 20 т/ч для получения насыщенного и перегретого

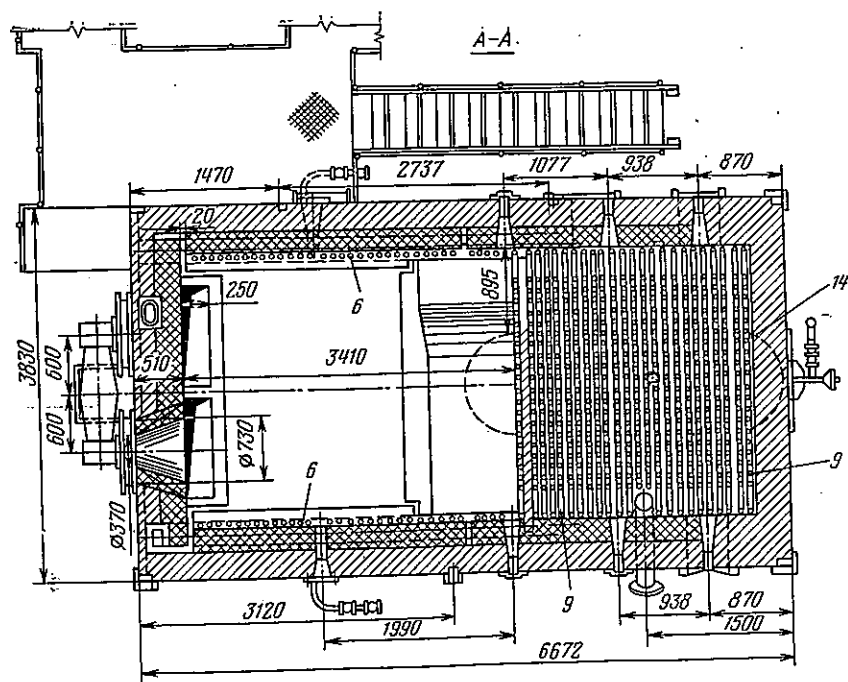
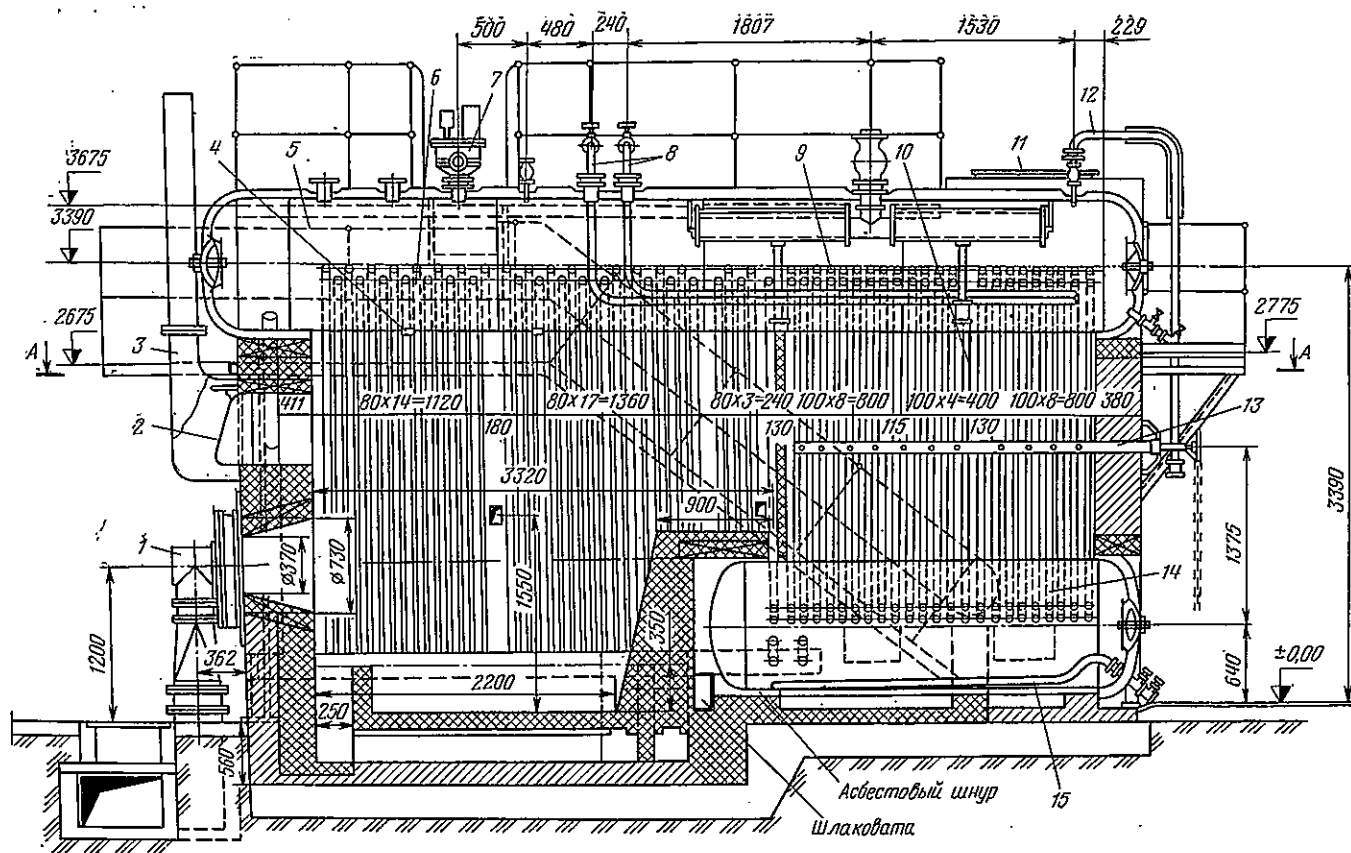


Рис. 16.5. Двухбарабанный вертикально-водотрубный котел ДКВР — 6,5—13 на жидком топливе:

1 — низконапорная воздушная форсунка ОЭН; 2 — предохранительный взрывной клапан; 3 — короб предохранительного клапана; 4 — легкоплавная пробка; 5 — верхний барабан; 6 — экранные трубы; 7 — паровой предохранительный клапан; 8 — питательные линии; 9 — кипящие трубы; 10 — пламенная перегородка; 11 — патрубок для выхода газа из котла; 12 — трубопровод обдувки; 13 — обдувочный прибор; 14 — нижний барабан; 15 — спускная линия

пара при избыточном давлении 1,3 МПа и температуре 250 °С. Внутренний диаметр верхнего и нижнего барабана 1000 мм, длина цилиндрической части 4500 мм. Топочная камера (также в котлах паропроизводительностью 10 т/ч новой модификации) полностью экранирована трубами диаметром 51×2,5 мм, причем трубы боковых экранов выведены крест-накрест в два верхних коллатора экранов. Тем самым экранируется потолок топочной камеры. Котлы имеют два коротких, верхний и нижний барабаны. Продукты сгорания, пройдя промежуточную камеру котла ДКВР-20, входят в трубчатый пучок по всей ширине котла и проходят этот пучок напрямую (без поворота в горизонтальной плоскости, как в других котлах ДКВР). Коэффициент полезного действия котельных агрегатов ДКВР с вспомогательными поверхностями нагрева при сжигании газа или мазута может достигать 0,9.

Взамен котлов ДКВР были разработаны и выпускаются газомазутные котельные агрегаты серий ДЕ паропроизводительностью 4,0; 6,5; 10; 16 и 25 т/ч при абсолютном давлении пара 1,4 МПа (табл. 16.2, 16.3). Они предназначены для выработки насыщенного или слабо перегретого пара для технологических нужд промышленных предприятий.

Характеристики газомазутных котлов типа Е (ДЕ)

Таблица 16.2

Показатели	Марка котла				
	ДЕ-4-14ГМ	ДЕ-6,5-14ГМ	ДЕ-10-14ГМ	ДЕ-16-14ГМ	ДЕ-25-14ГМ
Паропроизводительность, т/ч	4,14	6,73	10,35	16,56	26,88
Температура пара, °С:					
насыщенного	225	225	194	225	225
слабоперегретого			225		
Площадь поверхности нагрева, м²:					
радиационной	22,0	28,0	39,0	49,2	64,0
конвективной	48,0	67,0	116,0	155,0	230,0
К. п. д. (при сжигании мазута), %	88,2	88,7	89,8	88,2	91,1
Тип газоперегородочного устройства (горелки)	ГМ-2,5	ГМ-4,5	ГМ-7	ГМ-10	ГМП-16
Габаритные размеры (с площадками и лестницами), м:					
длина×ширина	4,28×4,3	5,05×4,3	7,44×5,13	9,26×4,67	11,55×4,63
высота (от пола до оси верхнего барабана)	5,05	5,05	4,4	4,72	4,72
Масса металла в объеме поставки, т	9,44	10,5	13,1	20,2	23,3

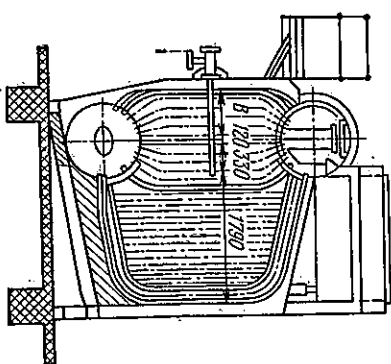
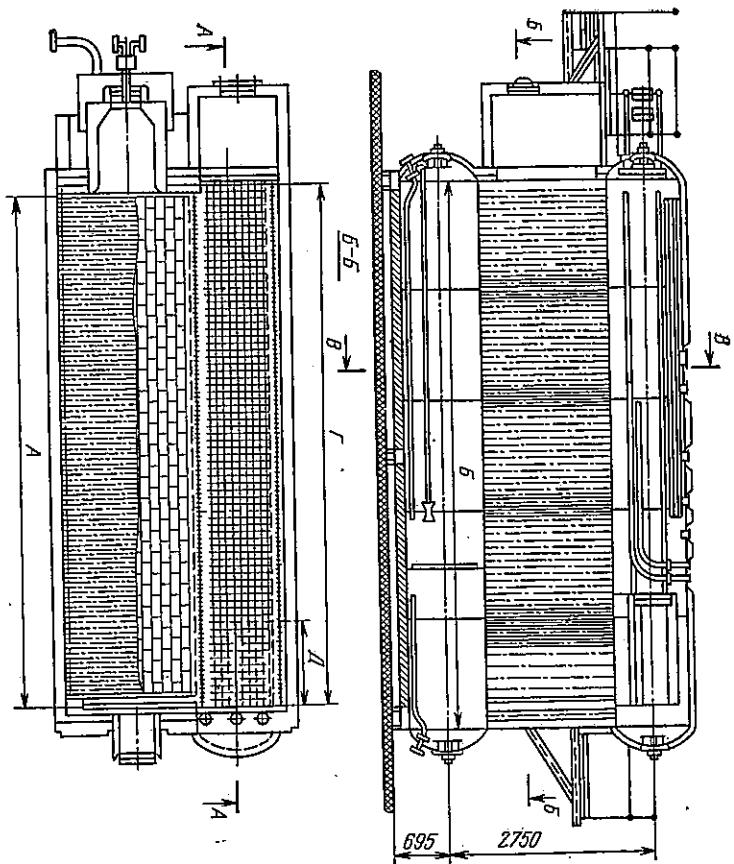


Рис. 16.6. Общий вид газомазутного котла типа ДЕ

Топочная камера котла ДЕ-25ГМ (рис. 16.6) размещается сбоку от конвективного пучка, образованного вертикальными трубами, развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Диаметр верхнего и нижнего барабанов в котлах типа ДЕ 1000 мм. Расстояние между барабанами, исходя из условий

Основные конструктивные размеры котлов ДЕ-14ГМ

Таблица 16.3

Марка котлов	Конструктивные размеры, мм				
	А	Б	В	Г	Д
ДЕ-4-14ГМ	2240	1650	440	1540	390
ДЕ-6,5-14ГМ	3000	2240	440	2145	555
ДЕ-10-14ГМ	4500	3850	550	3410	720
ДЕ-16-14ГМ	5420	6000	550	5555	900
ДЕ-25-14ГМ	6960	7500	550	7080	920

транспортировки блока по железной дороге, равно 2750 мм. Ширина топочной камеры по осм экранных труб 1790 мм; средняя высота топки 2400 мм. Топочная камера от конвективного пучка отделена газолистой перегородкой из сваренных между собой труб $d=51 \times 2,5$ мм. В задней части перегородки имеется окно для прохода газа в конвективный пучок. Трубы правого бокового экрана ($d=51 \times 2,5$ мм) покрывают также под и потолок топки; они установлены с шагом 55 мм и соединяются с нижним и верхним барабанами. Трубы заднего экрана крепятся сваркой к верхнему и нижнему коллекторам ($d=159 \times 6$ мм), соединенным необогреваемой рециркуляционной трубой ($d=76 \times 3,5$ мм). Коллекторы одним концом приваривают к верхнему и нижнему барабанам, а другие концы объединены необогреваемой рециркуляционной трубой. Фронтальной экран котлов производительною 4—10 т/ч имеет аналогичную конструкцию и отличается от заднего отсутствием части труб; в этом проеме размещают амбразуры горелок и газа, совмещенные со взрывным клапаном.

Фронтальной экран котлов производительною 16 и 25 т/ч образован четырьмя трубами, соединенными с верхним и нижним барабанами. Под топки покрыт слоем огнеупорного кирпича. Конвективный пучок образован коридорно расположенными вертикальными трубами ($d=51 \times 2,5$ мм), развальцованными в верхнем и нижнем барабанах. Шаг труб вдоль барабана 90 мм, поперек — 110 мм (за исключением среднего, составляющего 120 мм). Диаметры барабанов, расстояние между ними у котлов ДЕ те же, что и у котлов ДКВР; это позволяет использовать для конвективных пучков котлов ДЕ ту же трубную систему, что и для котлов ДКВР.

Котлы производительною 4; 6,5 и 10 т/ч имеют в конвективных пучках продольные перегородки, которые обеспечивают разворот газов в пучке и выход их через проем в задней стенке. Котлы производительною 16 и 25 т/ч таких перегородок не имеют. Поступление продуктов сгорания с фронта котлов в эко-

номизер, расположенный сзади, осуществляется по специальному коробу, размещенному над топкой. Важнейшее преимущество котлов ДЕ — их повышенная заводская готовность.

Паровые котлы малой производительности применяют при небольших потребностях в паре для технологических процессов при производстве строительных работ, отопления и т. д. Эту группу составляют вертикальные цилиндрические водотрубно-газотрувные и вертикально — водотрувные котлы. Из всех типов котлов с принудительным движением рабочего вещества наибольшее распространение получили прямоточные котлы. Прямоточный котельный агрегат (рис. 16.7) был предложен профессором Л. К. Рамзиным и представляет собой непрерывный змеевик из труб небольшого диаметра (38—64 мм). Питательная вода подается насосом в водяной экономайзер 8, затем по необогреваемым трубам 10 в нижнюю распределительную камеру 11, далее проходит по винтообразно расположенным на стенках топки трубам 2. В радиационном экономайзере и котле вода подогревается до температуры кипения и большая часть ее испаряется (75%). Из радиационной части котла пароводяная смесь поступает в верхнюю распределительную камеру 3 и змеевик 6 (переходная зона), где вода полностью испаряется. Пар сначала перегревается в радиационном пароперегревателе 5, а затем в конвективном пароперегревателе 4. Воздух подогревается в двухступенчатом воздухоподогревателе 9, 7 и подается к горелкам 1.

Таким образом, в трубном змеевике этих котлов происходит непрерывное выпаривание питательной воды, причем в один конец змеевика входит вода, а из другого выходит перегретый пар нужного давления и температуры.

По мере испарения воды содержащиеся в ней соли осаждаются и накапливаются на поверхности нагрева в виде накипи. Накипь со стенок труб прямоточного котла удаляют, периодически промывая. Для безаварийной работы прямоточных котлов питание их осуществляют водой с минимальным содержанием

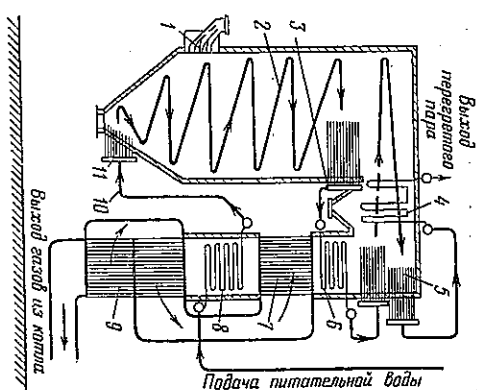


Рис. 16.7. Схема прямоточного котельного агрегата

Краткая характеристика блочных передвижных парогенераторных установок

Шифр установки	Паропроизводительность, т/ч	Параметры состояния пара		Площадь поверхности нагрева, м ²	радиационная
		абсолютное давление, МПа	паросодержание, %	общая	
ППГУ-4/120	4	12	80	114	17
УПГ-9/120	9	12	80	216	17
УПГ-60/160	60	16	80	—	—
УПГ-50/60	50	6	80	—	—
«Такума» (Япония) VS-4SF	4,5	11,6	80	139	27
«Такума» (Япония) VS-90F	9	11,6	80	179	46
KSK SGBN-12500 (Япония)	9	13,2	85	158	31

Котельный агрегат по ходу движения продуктов сгорания относится к двухходовым. Продукты сгорания, пройдя топочную камеру, поворачивают на 180° и поступают в конвективный газосход, размещенный в кольцевом зазоре между топочным змеевиком и обшивкой.

Трубная система парогенератора состоит из трубной системы топочной камеры, конвективно-испарительного змеевика и настенного змеевика. Система заключена в двойную металлическую обшивку. В нижней части обшивки имеется специальный поддон, на который сливаются продукты очистки поверхностей нагрева. Тепловое напряжение топочного объема парогенератора установки составляет $q_v = 2,72 \cdot 10^6$ кДж/(м²·ч).

Передвижная парогенераторная установка УПГ-9/120 состоит из следующих основных узлов: насоса, бака, теплообменника исходной воды, блока химической водоочистки с насосами и реагентным хозяйством, бака и насосов химически очищенной воды, деаэратора высокого давления, теплообменника для охлаждения деаэрированной воды, бустерного и питательного насосов, парогенератора с системой подачи воздуха и топлива, выхлома, дроссельного устройства, системы КИП, защиты и автоматического регулирования. Все оборудование монтируется на двух специальных рамах — базовых шасси.

Парогенератор установки УПГ-9/120 представляет собой агрегат пролетного типа и является однокотельным по навивке поверхностей нагрева. Основные узлы агрегата — трубная система с блоком обдувочных труб, корпус с рамой, фронтальной шит с горелочным устройством, выходной газовой короб.

Воздух через паровой калорифер двумя патрубками подается в кольцевое пространство между обшивками. По нижней половине кольцевого сечения воздух проходит по направлению от

солей (чистым конденсатом), а для увеличения межпромысловых периодов окончательное испарение воды переводят в зону низких температур — в переходную зону 6.

Требования к качеству питательной воды могут быть понижены при использовании сепараторных прямооточных котлов, где пароводная смесь из змеевиков радиационной части поверхности нагрева поступает в паросепаратор, в котором насыщенный пар отделяется от воды. Затем насыщенный пар осушается и перегревается в пароперегревателе, а вода с растворенными в ней солями удаляется из паросепараторов. Один из недостатков этих котлов — большая потеря воды и тепла при продувке. В результате развития конструкции водотрубных котлов с естественной циркуляцией и прямооточных котлов принципиальные теплотехнические схемы их сблизилась.

Затрата металла на изготовление современных однокотельных котлов экранного типа на средние параметры производимого пара (давление 3,5—4,0 МПа и температура 450°С) больше расхода металла на изготовление прямооточных котлов для тех же параметров пара на 15—20%. К качеству питательной воды и режимным условиям работы для водотрубных котлов с естественной циркуляцией предъявлять несоизмеримо менее жесткие требования. По этим причинам прямооточные котлы для средних параметров пара не применяются.

При повышении давления пара требования к качеству питательной воды для котлов с естественной циркуляцией и прямооточных сблизаются, а различие в расходе металла на изготовление увеличивается. В связи с этим при повышении давления пара область применения прямооточных котлов расширяется.

При давлениях, близких к критическому (для воды параметры критической точки: абсолютное давление 22,5 МПа, температура 374,15°С), естественная циркуляция пароводной смеси исключается и получение пара в этих условиях возможно только в прямооточных котлах.

На нефтяных промыслах используют передвижные парогенераторные установки с прямооточными котлами отечественного производства и импортные (табл. 16.4).

Передвижная парогенераторная установка ППГУ-4/120 располагается на двух платформах — базовых шасси. На одной платформе размещают горизонтальный парогенератор, деаэратор с блоком питательных насосов, бустерный насос, кабину обслуживания; на второй платформе — остальное оборудование: блок водоподготовки, насосы, баки воды.

Парогенератор ППГУ-4/120 М (рис. 16.8) состоит из фронтального щита с воздушным коробом, горелочного устройства, трубной системы, двойной металлической обшивки, заднего щита и опорной рамы с четырьмя опорами.

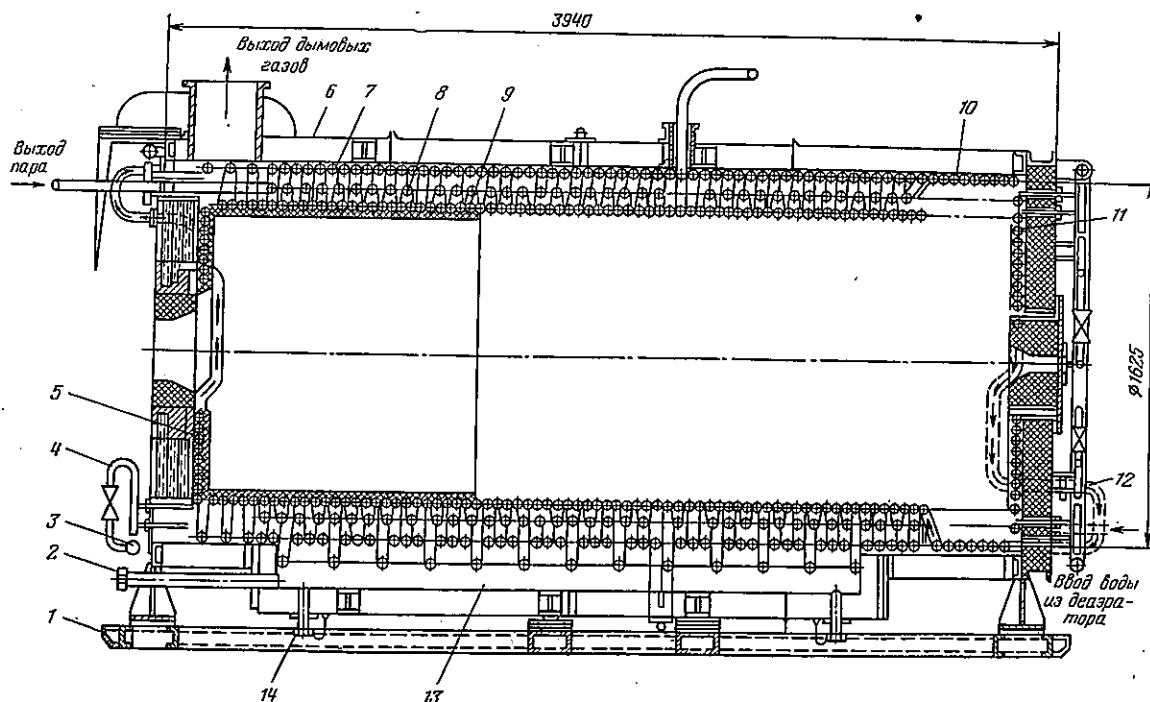


Рис. 16.8. Парогенератор ППГУ-4/120М:

1 — рама парогенератора; 2 — смывное сопло; 3 — передний обдувочный коллектор; 4 — обдувочный аппарат; 5 — передний экран топки; 6 — корпус парогенератора; 7 — настенный испарительный змеевик; 8 — конвективный змеевик; 9 — топочный змеевик; 10 — настенный экран; 11 — задний экран топки; 12 — рывочная петля заднего экрана; 13 — поддон; 14 — сливная пробка

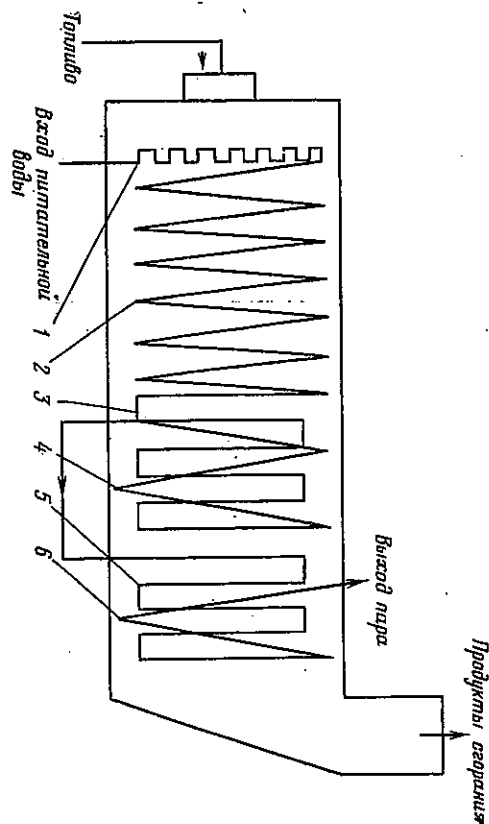


Рис. 16.9. Схема парогенератора УПГ-9/120

фронтного щита к выходному газовому коробу. В перепускных окнах обшивки корпуса воздух повращивается на 180°C и по верхней половине кольцевого сечения проходит в обратном направлении. Воздух при этом нагревается на $40\text{--}60^\circ\text{C}$, охлаждая обшивку. Затем по перепускному коробу он подается в сборный воздушный короб на фронтном щите и далее в горелочное устройство.

Продукты сгорания из топки (при $t = 1120^\circ\text{C}$) входят в конвективные поверхности нагрева и затем (при $t_y \approx 400^\circ\text{C}$) поступают в выходной газовый короб.

Питательная вода подается во фронтной змеевик 1 (рис. 16.9), затем поступает в цилиндрический спиральный змеевик 2, экранную топочную камеру, а из него в задний экран топки 3. Далее пароводяная смесь направляется по внутреннему соединительному трубопроводу конвективного пакета 4. Затем по внешнему перепускному трубопроводу пароводяная смесь поступает в змеевик второго конвективного пакета 5, далее поток идет по внутреннему соединительному трубопроводу в настенный змеевик 6, откуда со степенью сухости 0,8 по трубопроводу направляется в сепаратор влаги. После измерительной паровой шайбы и водяного мерительного сосуда пар и вода вновь смешиваются и пароводяная смесь направляется в скважины.

Тепловое напряжение топочного объема в парогенераторе установок УПГ-9/120 $qv = (1,51\text{--}2,18) \cdot 10^6 \text{ кДж/(м}^3 \cdot \text{ч)}$.

В парогенераторных установках ППГУ-4/120 и УПГ-9/120 в качестве топлива могут быть использованы сырая нефть или попутный газ.

Таблица 16.5
Основные характеристики передвижных парогенераторных установок

Параметры	Марка установки		
	ПТУ-3	ПТУ-3М	ПТУА-1200/100
Производительность, кг/ч	1000	1000	1200
Давление пара, МПа	10	10	10
Температура пара, °С	310	310	310
Вид топлива	Дизельное		
Расход топлива, кг/ч	82	82	83
Температура питательной воды не ниже, °С	5	5	5
Жесткость питательной воды не выше, мг-экв/л	0,01	0,01	0,01
Уместность цистерны для питательной воды при монтаже на шасси, м³	—		
КРАЗ-219	3,3	—	—
КРАЗ-257	—	5,5	5,0
КРАЗ-255Б	—	3,8	4,2
Масса полностью снаряженной установки на шасси, т:	—		
КРАЗ-219	21,4	—	21,4
КРАЗ-257	—	21,3	—
КРАЗ-255Б	—	19,4	19,2

Для деаэрафикации подземного и наземного оборудования скважин (трубопроводов, мерников, манифольдов и др.), а также для снабжения паром потребителей на нефтепромыслах используются передвижные парогенераторные установки. Оборудование этих установок смонтировано на монтажной раме, установленной на шасси автомобиля КРАЗ. На нефтяных промыслах страны эксплуатируют три вида передвижных парогенераторных установок ПТУ-3, ПТУ-3М и ПТУА-1200/100 (табл. 16.5).

Парогенератор установки ПТУА-1200/100 (рис. 16.10) представляет собой прямоточный вертикальный паровой котел с нижним центральным расположением горелочного устройства. Он состоит из внутреннего цилиндрического змеевика с нижним расположением конического спирального змеевика с нижним цилиндрического змеевика, с верхним расположением плоского спирального змеевика, сажесдувателя 8, горелочного устройства, цилиндрического кожуха с дымовой трубой, заглушки, искрогасителя, крышки котла и опорной рамы. Кожух парового котла обеспечивает подогрев воздуха, поступающего к горелочному устройству, и ограждает змеевики, обеспечивая их теплоизоляцию и герметичность. Он выполнен в виде двух вертикальных концентрически расположенных обечаек, которые в нижней части приварены к фланцу, а в верхней части к дымовой трубе.

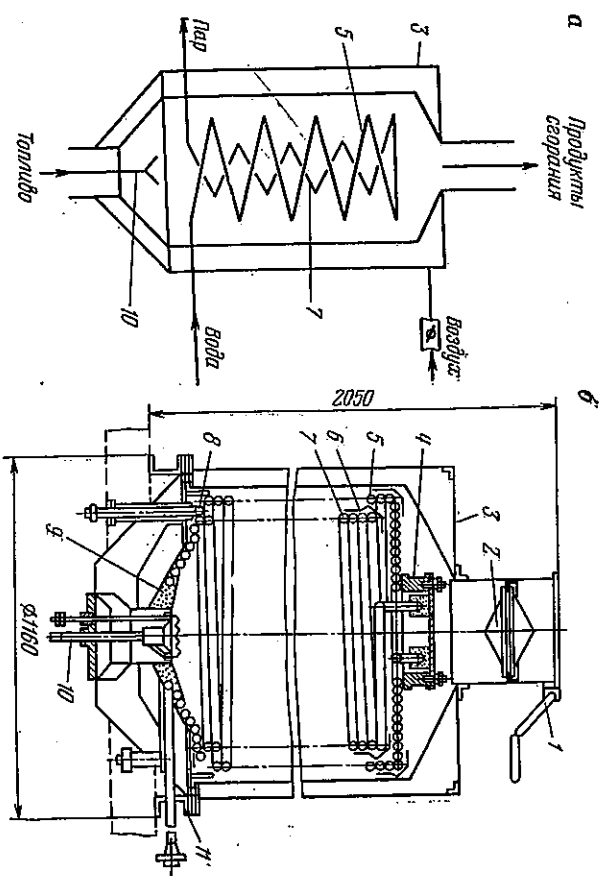


Рис. 16.10. Парогенератор установки ПТУА-1200/100:

а — технологическая схема; б — конструктивное оформление: 1 — крышка котла; 2 — искрогаситель; 3 — цилиндрический кожух котла; 4 — заглушка; 5 — наружный цилиндрический змеевик; 6 — центральная труба; 7 — внутренний цилиндрический змеевик; 8 — сажесдуватель; 9 — огнеупорная изоляция; 10 — горелочное устройство; 11 — опорная рама

Горячую воду для отопления и горячего водоснабжения получают в чугунных и стальных котлах.

В качестве отопительных водогрейных и паровых котлов в системах отопления и горячего водоснабжения коммунального хозяйства применяют чугунные и секционные котлы (Стрелка, Стрелка, Ревоката, «Универсал», ВНИИСТО, «Энергия», «Луч», МГ, «Отопитель» и др.), одно- и двухжаротрубные котлы, горизонтально-водотрубные котлы, вертикально-водотрубные котлы (ДКВ, ДКВР и ВВД), водогрейные газозапутные котлы. Имеется пример использования водогрейного башенного газозапутного котла ПТВМ-100 в опытно-промышленной установке для получения горячей воды с целью заправки ее в пласт для поддержания пластовой температуры при добыче нефти.

§ 3. Основы теплового расчета котельного агрегата

Баланс теплоты для котельного агрегата, к. п. д. и расход топлива

Балансом теплоты котельного агрегата называется равенство между имеющимся количеством энергии и его распределением. Тепловой баланс составляют на 1 кг топлива:

$$Q_R = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \quad (16.1)$$

где Q_R — низшая теплота сгорания 1 кг топлива, кДж/кг; Q_1 — теплота 1 кг топлива, полезно использованного в котельном агрегате, кДж/кг; Q_2, Q_3, Q_4, Q_5, Q_6 — потери теплоты с уходящими газами от химической неполноты сгорания, механического недожога, от внешнего охлаждения и потери теплоты со шлаком; или в процентах от теплоты сгорания топлива

$$100 = \eta_K 100 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \quad (16.2)$$

где q_2, q_3, q_4, q_5, q_6 — те же потери в процентах от теплоты сгорания топлива; η_K — полезно использованная теплота или к.п.д. котельного агрегата «брутто», т. е. без учета служебного расхода пара.

Слагаемые правой части уравнений (16.1) и (16.2) связаны между собой следующими соотношениями:

$$q_2 = Q_2 / Q_R 100 \text{ и т. д.} \quad (16.3)$$

Потеря теплоты с уходящими газами q_2 составляет основную часть всех потерь котельных агрегатов. Эти потери связаны с тем, что температура газообразных продуктов сгорания, покидающих котельный агрегат t_y , выше средней приведенной температуры исходных продуктов (топливо, воздух, форсуночный пар и т. д.), подаваемых в агрегат, поэтому некоторое количество теплоты, которое можно было бы использовать при охлаждении продуктов сгорания от температуры t_y до t_0 , теряется.

$$Q_2 = G_y c_{pm} (t_y - t_0), \quad (16.4)$$

где G_y — масса газообразных продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата с учетом присоса наружного воздуха на 1 кг топлива, кг/кг; c_{pm} — средняя удельная теплоемкость газообразных продуктов сгорания при постоянном давлении (для интервала температур t_y, \dots, t_0), Дж/(кг·К).

Оптимальная температура уходящих газов обычно составляет $t_y = 130-170^\circ\text{C}$; для котельных агрегатов малой мощности ($D < 12 \text{ т/ч}$) температура уходящих газов принимается несколько выше — $160-210^\circ\text{C}$ в зависимости от вида применяемого топлива; при сжигании мазута и природного газа обычно принимают $t_y = 160-180^\circ\text{C}$. Температура уходящих газов оказывает наибольшее влияние на значение потерь q_2 . Уменьшение t_y на $12-15^\circ\text{C}$ приводит к сокращению потери теплоты q_2 примерно на 1% и дает соответствующую экономию топлива. Для снижения t_y требуется дополнительная поверхность нагрева, установка вентиляторов и дымоходов, дополнительный расход электроэнергии на их привод; все это приводит к увеличению капитальных и эксплуатационных расходов. В связи с этим при проектировании котельных установок температура уходящих газов принимается на основе технико-экономических расчетов.

Приведенная температура исходных продуктов близка к температуре наружного воздуха, поступающего в котельный агрегат,

$$t_0 \approx t_{н.в.} \quad (16.5)$$

Потери теплоты от химической неполноты сгорания q_3 — результат неполного сгорания топлива в пределах точки котельного агрегата. Продуктами неполного окисления (горения) в общем случае являются: оксид углерода CO, водород H_2 , метан CH_4 и др. Эти потери представляют собой сумму теплоты сгорания продуктов неполного окисления, остающихся в уходящих газах,

$$Q_3 = Q_{\text{CO}} V_{\text{CO}} + Q_{\text{H}_2} V_{\text{H}_2} + Q_{\text{CH}_4} V_{\text{CH}_4} = 0,01 (Q_{\text{CO}} \text{CO} + Q_{\text{H}_2} \text{H}_2 + Q_{\text{CH}_4} \text{CH}_4) V_{\text{с.г.}} \quad (16.6)$$

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_R} 100 \%, \quad (16.7)$$

где $Q_{\text{CO}}, Q_{\text{H}_2}$ и Q_{CH_4} — теплоты сгорания горючих компонентов неполного окисления, кДж/м³; $\text{CO} = (V_{\text{CO}}/V_{\text{с.г.}}) 100\%$; $\text{H}_2 = (V_{\text{H}_2}/V_{\text{с.г.}}) 100\%$; $\text{CH}_4 = (V_{\text{CH}_4}/V_{\text{с.г.}}) 100\%$ — объемные концентрации соответствующих горючих компонентов в сухих газах, определяемые газовым анализом.

Формулу (16.6) можно переписать

$$Q_3 = \frac{(C^* + 0,375\text{Sp}_2)(236,6\text{CO} + 201\text{H}_2 + 653,2\text{CH}_4)}{\text{RO}_2 + \text{CO} + \text{CH}_4} \quad (16.8)$$

Потери тепла q_3 может быть результатом недостаточного количества воздуха, плохого перемешивания воздуха с топливом, низкой температуры в топке и недостаточного времени для завершения реакции окисления.

При балансовых испытаниях котельных агрегатов потерю теплоты от химической неполноты сгорания определяют на основе данных анализа газообразных продуктов сгорания после выхода из топки по формулам (16.8) и (16.7). При проектировании котельных агрегатов значение q_3 принимается по нормативным данным.

Потери теплоты от механической неполноты сгорания при сжигании жидкого и газообразного топлива в камерных топках равна нулю ($q_4 = 0$).

Потери теплоты от наружного охлаждения котельного агрегата вследствие конвекции и излучения зависят главным образом от размера и вида обмуровки, температуры обмуровки и окружающего воздуха. При расчетах обычно эти потери принимают по опытным данным в зависимости от паропроизводительности котельных агрегатов при нормальной нагрузке (см. рис. 15.2).

Потери теплоты со шлаком q_6 при сжигании жидкого и газообразного топлива равна нулю ($q_6 = q_{\text{шл}} + q_{\text{сож}} = 0$).

Полезный тепловой поток в котельном агрегате $Q_{\text{ка}} = Q_1 B$ в простейшем случае (без вторичного перегрева пара и подогрева дополнительного теплоносителя) представляет собой полезный поток тепла, воспринятого перегретым паром $Q_{\text{н.п.}}$, насыщенным паром $Q_{\text{н.н.}}$ и продувочной водой $Q_{\text{пр}}$

$$Q_{\text{ка}} = Q_{\text{н.п.}} + Q_{\text{н.н.}} + Q_{\text{пр}} \quad (16.9)$$

Подвод теплоты в элементах котельного агрегата при получении продувочной воды перегретого и насыщенного пара осуществляется при постоянном давлении, следовательно, поток теплоты Q_i (в Вт) можно подсчитать как произведение расхода теплоносителя D_i (в кг/с) на разность его удельных энтальпий Δh (в Дж/кг)

$$Q_{\text{н.п.}} = D_{\text{н.п.}} (h_{\text{н.п.}} - h_{\text{н.в.}}); \quad (16.10)$$

$$Q_{\text{н.н.}} = D_{\text{н.н.}} (h_{\text{н.н.}} - h_{\text{н.в.}}); \quad (16.11)$$

$$Q_{\text{пр}} = D_{\text{пр}} (h_{\text{пр}} - h_{\text{н.в.}}), \quad (16.12)$$

где $D_{\text{н.п.}}$, $D_{\text{н.н.}}$, $D_{\text{пр}}$ — массы получаемого перегретого и насыщенного пара и продувочной воды в единицу времени, кг/с; $h_{\text{н.п.}}$, $h_{\text{н.н.}}$, $h_{\text{пр}}$, $h_{\text{н.в.}}$ — удельные энтальпии перегретого и насыщенного пара, продувочной и питательной воды, Дж/кг.

Расход топлива B (в кг/с) при проектировании и планировании определяют из уравнения теплового баланса

$$B = Q_{\text{ка}} / (Q_{\text{п}} \eta_{\text{ка}}). \quad (16.13)$$

К. п. д. котельного агрегата определяют в эксплуатационных условиях из уравнения

$$\eta_{\text{ка}} = Q_{\text{ка}} / (B Q_{\text{п}}). \quad (16.14)$$

Принципы расчета топок и газоходов котельных агрегатов

Тепловой расчет топочных устройств и газоходов котельных агрегатов и трубчатых печей может быть произведен по методу Н. И. Белокопы или по нормативным методам ВТИ — ЭНИН и КТИ.

Расчеты топок котельных агрегатов сводятся либо к определению радиационной площади поверхности при заданной температуре продуктов стороны на выходе (расчеты при проектировании), либо к определению температуры продуктов стороны на выходе из точки при известной радиационной площади поверхности теплопередачи (поверочные расчеты).

Расчеты газоходов, также как и расчеты топок, могут быть поверочными и конструктивными. Поверочный расчет заклю-

чается в определении перепада температуры продуктов сгорания в рассматриваемом газоходе при известной площади поверхности нагрева и подсчитанному коэффициенту теплопередачи (16.17).

В результате конструктивного расчета определяют необходимую площадь поверхности нагрева рассматриваемого газохода по заданному в нем перепаду температуры газообразных продуктов стороны (16.15).

Площадь поверхности нагрева (теплопередачи) F_i в газоходах котла может быть определена из выражения

$$F_i = Q_i B / (k_i \theta_{mi}). \quad (16.15)$$

Удельный тепловой поток в газоходе котельного агрегата определяется из уравнения

$$Q_i = \frac{D_i}{B} (h_{i2} - h_{i1}) = G_i c_{pmi} (t_{i1} - t_{i2}). \quad (16.16)$$

Температура газообразных продуктов сгорания на выходе из газохода котельного агрегата

$$t_{i2} = t_{i1} - k_i F_i \theta_{mi} / (B G_i c_{pmi}), \quad (16.17)$$

где D_i — паропроизводительность котельного агрегата; для воздухоподогревателя $D_i = B \alpha_i L_0$; k_i — коэффициент теплопередачи; θ_{mi} — средняя разность температур; h_{i1} и h_{i2} — энтальпии теплоносителя (пар, вода, воздух) на входе и выходе из газохода; t_{i1} и t_{i2} — температуры газообразных продуктов стороны на входе и выходе из газохода; G_i и c_{pmi} — удельные масса и теплоемкость газообразных продуктов стороны в соответствующем газоходе.

Пример 16.1. Определить к. п. д. котельного агрегата ДКВР-10-13, если температура уходящих газообразных продуктов сгорания из котельного агрегата $t_{y2} = 140^\circ\text{C}$; коэффициент избытка воздуха на выходе из котельного агрегата $\alpha_y = 1,45$; температура окружающего воздуха $t_0 = 30^\circ\text{C}$ и средняя удельная теплоемкость уходящих продуктов сгорания $c_{pm} = 1,07$ кДж/(кг·К) (при решении использовать данные примеров 14.3, 14.5).

Решение. 1. Масса газообразных продуктов сгорания на выходе из котельного агрегата

$$G_y = 1 + \alpha_y L_0 + W_{\phi} = 1 + 1,45 \cdot 13,4 + 0,3 = 20,7 \text{ кг/кг.}$$

2. Потери теплоты с уходящими газами

$$q_2 = \frac{G_y c_{pm} (t_y - t_0)}{Q_{\text{п}}} \cdot 100 = \frac{20,7 \cdot 1,07 \cdot 110}{39,1 \cdot 10^6} \cdot 100 = 7,07 \, \%. \quad (16.18)$$

3. К. п. д. котельного агрегата

$$\eta_{\text{ка}} = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5) = 100 - (2,0 + 1,7 + 7,07 + 0) = 89,2 \, \%.$$

Пример 16.2. Определить расход мазута М-100 в паровом котельном агрегате ДКВР-10-13, если производится перегретого пара 10 т/ч ($2,78 \text{ кг/с}$) при абсолютном давлении $1,4 \text{ МПа}$ и температуре 350°C , насыщенного пара

на собственные нужды 1,5 т/ч (0,417 кг/с): кроме того, теряется котловой воды 300 кг/ч (0,083 кг/с) при продувке котла. Температура питательной воды 100 °С; удельные энтальпии перегретого и насыщенного пара, питательной и продувочной воды: $h_{n,n} = 3150$ кДж/кг; $h_{n,n} = 2790$ кДж/кг; $h_{n,a} = 419$ кДж/кг; $h_{np} = 825$ кДж/кг.

Решение. 1. Тепловой поток, воспринимаемый переплетом паром,

$$Q_{n,n} = D_{n,n}(h_{n,n} - h_{n,a}) = 2,78(3150 - 419) \cdot 10^3 = 7,59 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 7,59 \text{ МВт.}$$

2. Тепловой поток, воспринимаемый насыщенным паром,

$$Q_{n,n} = D_{n,n}(h_{n,n} - h_{n,a}) = 0,417(2790 - 419) \cdot 10^3 = 0,987 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 987 \text{ кВт.}$$

3. Тепловой поток, воспринимаемый продувочной водой,

$$Q_{np} = D_{np}(h_{np} - h_{n,a}) = 0,083(825 - 419) \cdot 10^3 = 33,8 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 33,8 \text{ кВт.}$$

4. Общий поток тепла, воспринимаемый в котельном агрегате переплетом и насыщенным паром, продувочной водой,

$$Q_{k,a} = Q_{n,n} + Q_{n,n} + Q_{np} = 7,59 \cdot 10^6 + 0,987 \cdot 10^6 + 33,8 \cdot 10^3 = 8,61 \cdot 10^6 \text{ Вт} = 8,61 \text{ МВт.}$$

5. Расход мазута М-100 в котельном агрегате ДКВР-10-13

$$B = \frac{Q_{k,a}}{Q_p \cdot \eta_{k,a}} = \frac{8,61 \cdot 10^6}{39,1 \cdot 10^6 \cdot 0,892} = 0,247 \text{ кг/с.}$$

или 890 кг/ч).

§ 4. Защита от загрязнения окружающей среды

Для снижения количества выбросов в атмосферу продукты сгорания очищают в различных золоуловителях, а затем выбрасывают через высокие дымовые трубы в атмосферу.

В настоящее время используют инерционные, мокрые золоуловители и электрофильтры (рис. 16.11).

В инерционных золоуловителях под действием центробежных сил золовые частицы отжимаются к стенкам внешнего цилиндра, а затем под действием силы тяжести ссыпаются в общий бункер. Очищенный газ поднимается через внутренний цилиндр вверх. Для повышения эффективности инерционные золоуловители (циклоны) объединяют в батареи. Степень золоулавливания батарейных циклонов 0,82—0,90.

Мокрые золоуловители (скрубберы) отличаются от сухих инерционных тем, что для лучшего улавливания и отвода золы в них на внутреннюю стенку наружного цилиндра подается вода в виде пленки. Степень улавливания в мокрых золоуловителях 0,82—0,90.

Наиболее перспективными по своей эффективности являются электрофильтры (степень улавливания 0,99—0,995). В электрофильтрах продукты сгорания двигаются в каналах между осадительными и коронирующими электродами. К электродам подводится постоянный ток высокого напряжения: плюс к осадительным и минус к коронирующим. Частицы золы заряжаются от-

рицательным зарядом и притягиваются к осадительным электродам. Периодически электроды специальным устройством встряхиваются и частицы золы под действием силы тяжести ссыпаются в бункер.

Для уменьшения выбросов в атмосферу сернистых соединений топливо до его сжигания в топках котлов перерабатывают, удаляя из него серу, и очищают продукты сгорания от оксидов серы.

В настоящее время наиболее эффективными способами уменьшения образования оксидов азота являются методы, приводящие к понижению концентрации кислорода и температуры в зоне горения.

В результате применения мероприятий (табл. 16.6) образование оксидов азота при сжигании природного газа можно сократить в 5—10 раз, мазута — в 3 раза, твердого топлива — в 2 раза.

При сбросе сточных вод существует предельное количество сбрасываемых примесей в единицу времени, которое определяется условиями сброса, видами примесей, их количеством, режимом сброса, дебитом водоема и другими конкретными особенностями водоема и сброса. Предельно допустимые выбросы должны быть рассчитаны для конкретных условий и определяют требуемую степень очистки сточных вод.

Методы снижения вредного воздействия продуктов «сгорания» ядерного топлива характеризуются большим многообразием. Они сводятся к устройству надежных биологических защит, приточно-вытяжной вентиляции помещений АЭС и специальному

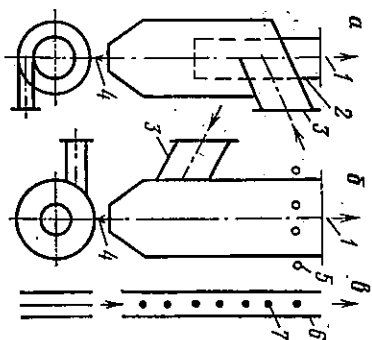


Рис. 16.11. Схема золоуловителя:

а — инерционного; б — мокрого; в — электрофильтра; 1 — входной патрубок; 2 — выходной патрубок; 3 — входной патрубок; 4 — выходной; 5 — осадительные сопла; 6, 7 — осадительный и коронирующий электроды

Возможные пределы снижения образования NO_x в топках котлов, %

Таблица 16.6

Топливо	Методы снижения NO_x				
	Малые значения α_T	Полусухое печное горение	Двухступенчатое горение при малых α_T	Регулирование при малых α_T	Регулирование при малых α_T
Природный газ	33	50	90	33	80
Мазут	33	40	73	33	70
Уголь	25	35	60	33	55
					10
					10
					10

хранению радиоактивных отходов. Все это позволяет свести дозу радиоактивного облучения персонала и населения до уровня, не превышающего дозу облучения, получаемую живым организмом от природного облучения.

Контрольные вопросы

1. Какие существуют пути эволюции конструктивных форм паровых котлов?
2. На какие три группы можно разделить котлы с естественной циркуляцией и каковы их показатели?
3. Каково конструктивное оформление и особенности котлов ДКВ и ДКВР?
4. Каковы особенности и показатели котлов типа ДЕР?
5. Каковы особенности прямоточных котлов и какова их технологическая схема?
6. Каковы показатели парогенераторных установок, используемых для паровой обработки пластов?
7. Каковы характеристики передвижных парогенераторных установок, применяемых для деаэрфикации оборудования скважин?
8. Как записывается тепловой баланс котельного агрегата?
9. Объясните физическую сущность слагаемых теплового баланса котельного агрегата.
10. Как определяются к. п. д. и расход топлива котельного агрегата?
11. Расскажите принципы расчета топок и газопроводов котельного агрегата.
12. Какие существуют способы защиты от загрязнения окружающей среды?

Часть третья ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

Глава 17

ПОРШНЕВЫЕ ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СТОРАНИЯ

§ 1. Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС)

Поршневые двигатели внутреннего сгорания могут быть классифицированы по различным признакам.

1. По термодинамическому признаку поршневые двигатели внутреннего сгорания делятся на три группы: двигатели, работающие по циклу $\epsilon-V$ (см. рис. 11.3), — карбюраторные и газовые двигатели; двигатели, работающие по циклу $\epsilon-p$ (см. рис. 11.4), — компрессорные дизели с пневматическим распылением топлива; двигатели, работающие по циклу $\epsilon-Vp$ (см. рис. 11.5), — бескомпрессорные дизели с механическим распылением топлива.

2. По виду применяемого топлива различают: поршневые двигатели жидкого топлива — карбюраторные, дизели; газовые двигатели; двигатели бинарного топлива — газодизели, т. е. двигатели, которые работают на газообразном топливе и в качестве запального топлива (для самовоспламенения) используется жидкое (7—25% цикловой подачи); многотопливные двигатели, которые могут работать на любом жидком топливе и на газе.

3. По способу смешения топлива различают двигатели с внешним и внутренним смешением. У двигателей с внешним смешением образованием топливно-воздушной смеси осуществляется вне цилиндра в специальном приборе — карбюраторе (карбюраторные двигатели) или смесителе (газовые двигатели). У двигателей с внутренним смешением топливно-воздушная смесь образуется в цилиндре. Сюда относятся дизели, бензиновые и газовые двигатели с подачей топлива непосредственно в цилиндр.

Дизели по смешению топлива делятся на двигатели с объемным (с непосредственным впрыском, предкамерные вихрекамерные и воздушнo-камерные) и пленочным смешением.

4. По способу газообмена и продолжительности рабочего процесса поршневые двигатели внутреннего сгорания делятся на четырехтактные и двухтактные. Очистка цилиндра от отработавших газов и заполнение его свежим зарядом называются газообменом. У четырехтактных двигателей рабочий процесс осуществляется за четыре хода поршня (за два оборота коленчатого вала), у двухтактных — за два хода поршня (за один

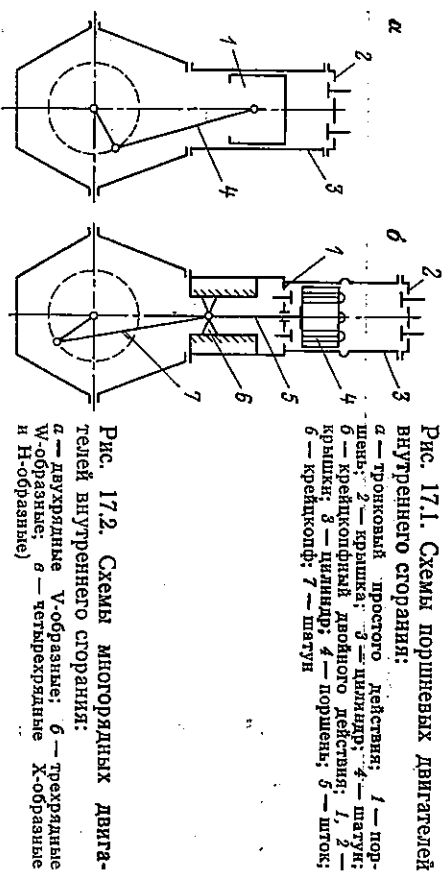


Рис. 17.1. Схемы поршневых двигателей внутреннего сгорания: а — тронковый, простого действия; 1 — поршень; 2 — коленчатый вал; 3 — цилиндр; 4 — шатун; 5 — кривокопный рычаг; 6 — коленчатый вал; 7 — коленчатый вал; 8 — коленчатый вал; б — двойного действия; 1, 2 — поршни; 3 — цилиндр; 4 — шатун; 5 — кривокопный рычаг; 6 — коленчатый вал; 7 — коленчатый вал; 8 — коленчатый вал.

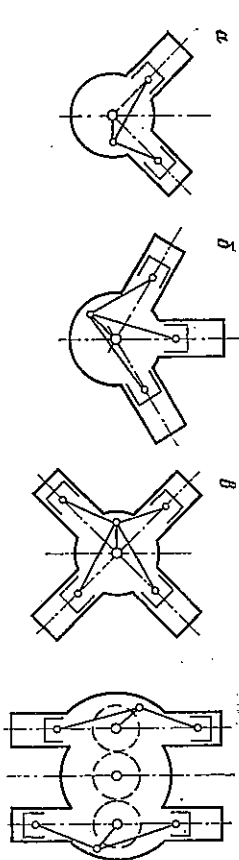


Рис. 17.2. Схемы многоцилиндровых двигателей внутреннего сгорания: а — двухцилиндровый V-образный; б — четырехцилиндровый X-образный; в — шестицилиндровый W-образный; г — восьмицилиндровый X-образный.

оборот коленчатого вала). Кроме того, поршневые двигатели могут быть простого (рабочий процесс осуществляется по одну сторону поршня, рис. 17.1, а) и двойного действия (рабочий процесс осуществляется по обе стороны поршня, рис. 17.1, б).

5. По способу наполнения рабочего цилиндра различают двигатели без наддува и с наддувом. У двигателей без наддува цилиндр заполняется воздухом или смесью нормального давления (вследствие разности давления атмосферного и в цилиндре при выпуске $\Delta p = p_0 - p_a$). У двигателей с наддувом цилиндр заполняется воздухом или топливно-воздушной смесью повышенного давления (вследствие разности давления, создаваемого наддувочным агрегатом, и в цилиндре при выпуске $\Delta p = p_k - p_a$). Наддув применяется для повышения мощности поршневых двигателей внутреннего сгорания.

6. По способу воспламенения горючей смеси поршневые двигатели внутреннего сгорания делятся на двигатели с воспламенением от постороннего источника энергии (от электрической искры — карбюраторные, газовые; от раскаленной поверхности — калоризаторные двигатели) и с самовоспламенением (дизели, газодизели).

7. По конструкции кривошипно-шатунного механизма — тронковые (с цилиндровой мощностью до 450 кВт) и кривокопные (тихоходные двигатели большой мощности, см. рис. 17.1).

8. По числу цилиндров и их расположению — одноцилиндровые и многоцилиндровые (рис. 17.2), с вертикальным, горизонтальным и наклонным расположением цилиндров; причем двигатели могут быть одорядными, двухрядными (U-образное расположение цилиндров), трехрядными (W-образное), четырехрядными (X- и H-образное расположение) и звездообразными (одно- и многорядные).

9. По степени быстроходности — тихоходные (двигатели со средней скоростью поршня до 10 м/с) и быстроходные (со средней скоростью поршня больше 10 м/с).

10. По направлению вращения коленчатого вала — правого и левого вращения, реверсивные и неревверсивные двигатели (вращение осуществляется по часовой или против часовой стрелки).

11. По способу охлаждения — двигатели воздушного и жидкостного охлаждения.

12. По назначению двигатели делятся на стационарные промышленного назначения (электростанции, заводы, насосные и компрессорные станции магистральных нефтепроводов и газопроводов), наземно-транспортные (тепловозные, автомобильные, тракторные, передвижные, дорожные, транспортно-погрузочные), судовые (главные и вспомогательные).

Для стационарных и судовых дизелей различных типов по ГОСТ 4393—82 для маркировки двигателей приняты обозначения, состоящие из букв и цифр. Буквы обозначают: Ч — четырехтактные, Д — двухтактные, ДД — двухтактные двойного действия, Р — реверсивные, С — судовые с реверсивной муфтой, П — с рекуторной передачей, К — кривокопные, Н — с наддувом. Цифрами — впереди буквенных обозначений указывается число цилиндров, после буквенных обозначений — диаметр цилиндра в сантиметрах, в знаменателе — ход поршня в сантиметрах. Например, 6ЧН 10,5/13 — шестицилиндровый, четырехтактный двигатель с наддувом; диаметр цилиндра 10,5 см и ход поршня 13 см.

§ 2. Схемы и рабочий процесс четырехтактных и двухтактных поршневых ДВС

Рабочий процесс четырехтактных и двухтактных двигателей состоит из четырех элементов — газообмена, сжатия, сгорания и расширения.

Все эти элементы рабочего процесса в четырехтактных двигателях осуществляются за четыре хода поршня. При открытом, всасывающем клапане и движении поршня от верхней мертвой

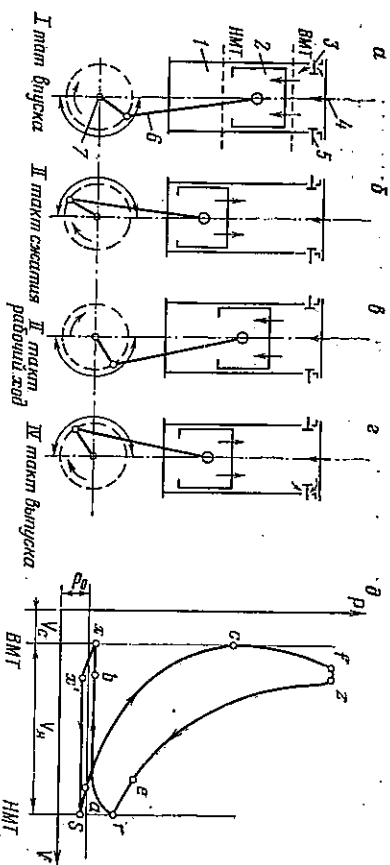


Рис. 17.3. Схема и рабочий процесс четырехтактного ДВС.
1 — цилиндр; 2 — поршень; 3, 5 — всасывающий и выпускной клапаны; 4 — свеча или форсунка; 6 — шатун; 7 — коленчатый вал

точки (ВМТ) к нижней (НМТ) происходит наполнение (рис. 17.3, а, б, линия $x-s$) цилиндра двигателя свежей топливно-воздушной смесью (двигатели с внешним смесеобразованием) или воздухом (дизели); этот первый ход поршня называется *тактом впуска* (наполнения). Всасывающий клапан закрывается с запаздыванием, после того как поршень пройдет НМТ и начнется движение к ВМТ. При движении поршня от НМТ к ВМТ (рис. 17.3, б, в, линия $s-a-c$) осуществляются конец наполнения и сжатие топливно-воздушной смеси при закрытых клапанах до температуры T_c , меньшей температуры самовоспламенения топлива T_{cr} (карбюраторные и газовые двигатели) или воздуха до температуры T_c , большей температуры самовоспламенения топлива T_{cr} (дизели). Второй ход поршня называется *тактом сжатия*.

В конце сжатия топливно-воздушная смесь воспламеняется от электрической искры (карбюраторные, газовые двигатели) или выпрыснутое в цилиндр дизельное топливо самовоспламеняется. Далее поршень движется от ВМТ к НМТ при закрытых клапанах, осуществляются процессы сгорания $c-f-z$, расширения $z-e$ и при открытии выпускного клапана *рабочий ход* (рис. 17.3, в, д). Третий ход поршня называется *рабочим*. Затем поршень движется от НМТ к ВМТ при открытом выпускном клапане, выталкиваются оставшиеся продукты сгорания (рис. 17.3, а, б, линия $r-x$). Четвертый ход поршня называется *тактом выпуска* (выталкивания). В конце четвертого хода при открытом выпускном клапане (он закрывается с запаздыванием после прохождения поршнем ВМТ) с опережением, т. е. до прихода поршня в ВМТ, открывается всасывающий клапан. Таким образом, около ВМТ какой-то период открыты од-

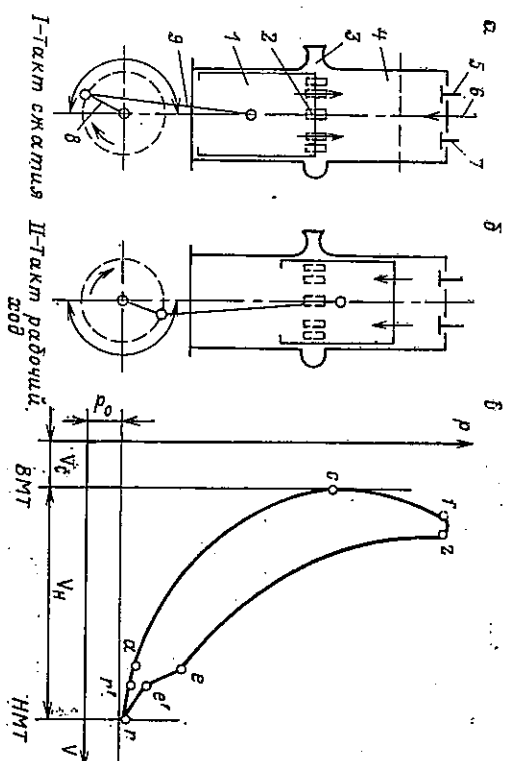


Рис. 17.4. Схема и рабочий процесс двухтактного ДВС

новременно всасывающие и выпускные клапаны (перекрытие клапанов); в это время осуществляется продувка камеры сгорания цилиндра, ее интенсивная очистка от отработавших газов.

В двухтактном двигателе все четыре элемента рабочего процесса осуществляются за два хода поршня следующим образом. В начале движения поршня 1 от НМТ к ВМТ при открытых продувочных 2 и выпускных окнах или клапанах 5, 7 (рис. 17.4, а, б) происходит продувка цилиндра 4 [удаление оставшихся продуктов сгорания и заполнение цилиндра через ресивер 3 свежим зарядом (рис. 17, в, линия $r-a$)]. Затем продувочные, выпускные окна или клапаны закрываются и при дальнейшем движении поршня осуществляется сжатие ($a-c$) до $T_c < T_{cr}$ (в карбюраторных и газовых двигателях) или до $T_c > T_{cr}$ (в дизелях).

Первый ход поршня (рис. 17.4, в, линия $r-a-c$) называется *тактом сжатия*.

В конце сжатия топливно-воздушная смесь воспламеняется от электрической искры 6 в бензиновых и газовых двигателях или дизельное топливо самовоспламеняется в дизелях. При движении поршня от ВМТ и НМТ вначале происходит сгорание (см. рис. $c-f-z$), затем расширение ($z-e$), выпуск и начало продувки ($e-z$).

Второй ход поршня ($c-f-z-e-r$) называется *рабочим*.

В двухтактном двигателе с кривошипно-камерной продувкой роль продувочного (насоса) агрегата выполняет кривошипная камера (8 — коленчатый вал; 9 — шатун).

Диаграммы рабочих процессов четырехтактного и двухтактного двигателей показывают, что они отличаются лишь способом осуществления процесса газообмена.

§ 3. Тепловой расчет поршневых ДВС

Задача теплового расчета поршневых ДВС — определение параметров состояния рабочего тела в характерных точках цикла, нахождение среднего индикаторного давления, определение основных размеров и показателей экономичности.

Среднее индикаторное давление

Среднее индикаторное давление p_i — такое условное постоянное давление, которое, действуя на поршень в течение хода расширения, совершает работу, равную индикаторной работе двигателя L_i ,

$$L_i = p_i V_n; \quad p_i = L_i / V_n. \quad (17.1)$$

Для определения p_i при проектировании последовательно строят процессы газообмена (впуска и выпуска), сжатия, сгорания и расширения по параметрам состояния рабочего тела конечных точек и получают теоретическую диаграмму (рис. 17.5). Затем находят среднее давление p_m , соответствующее этому условному процессу, а после внесения поправок получают среднее индикаторное давление p_i действительного процесса поршневого двигателя. В теоретической диаграмме рабочего процесса поршневого двигателя внутреннего сгорания линия сжатия подчиняется политропному закону с постоянным средним пока-

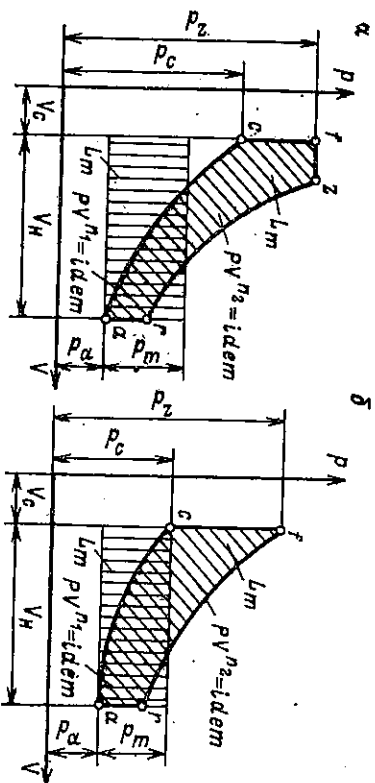


Рис. 17.5. Теоретические индикаторные диаграммы:
а — двигателя дизеля; б — карбюраторного или газового двигателя

затем n_i ; предполагается, что процесс сгорания идет при $V = idem$ и $p = idem$ у дизелей и $V = idem$ у карбюраторных и газовых двигателей. Линия расширения подчиняется политропному закону с постоянным средним показателем n_e . Затраты работы на газообмен (насосные потери) относятся к механическим потерям.

Среднее давление теоретической диаграммы рабочего процесса в соответствии с его определением рассчитывается по уравнению (17.1)

$$p_m = L_m / V_n. \quad (17.2)$$

Работа кругового процесса (теоретическая диаграмма) дизельного двигателя L_m определяется как алгебраическая сумма работ предварительного расширения ($f-z$), политропного расширения ($z-r$) и сжатия ($a-c$)

$$L_m = p_z (V_z - V_c) + \frac{p_z V_z}{n_z - 1} (1 - \tau_{zr}) - \frac{p_a V_a}{n_1 - 1} (\tau_{ac} - 1), \quad (17.3)$$

где τ_{zr} — характеристика расширения

$$\tau_{zr} = \left(\frac{V_z}{V_r} \right)^{n_z - 1} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon} \right)^{n_z - 1}; \quad (17.4)$$

τ_{ac} — характеристика сжатия

$$\tau_{ac} = \left(\frac{V_a}{V_c} \right)^{n_1 - 1} = \varepsilon^{n_1 - 1}; \quad (17.5)$$

V_n — рабочий объем цилиндра

$$V_n = (V_r - V_c) = (V_a - V_c) = V_c (\varepsilon - 1). \quad (17.6)$$

Преобразуя исходное выражение для p_m путем замены L_m и V_n в соответствии с уравнениями (17.2) и (17.3), получим следующее уравнение:

$$p_m = \frac{L_m}{V_c (\varepsilon - 1)} = \frac{p_z (\rho - 1) + p_z \rho \frac{1 - \tau_{zr}}{n_z - 1} - p_a \varepsilon \frac{\tau_{ac} - 1}{n_1 - 1}}{\varepsilon - 1} \quad (17.7)$$

или

$$p_m = \frac{p_z}{\varepsilon - 1} \left(\rho - 1 + \rho \frac{1 - \tau_{zr}}{n_z - 1} \right) - \frac{p_a}{\varepsilon - 1} \varepsilon \frac{\tau_{ac} - 1}{n_1 - 1}, \quad (17.8)$$

где p_z и p_a — граничные давления рабочего процесса; p_z — максимальное давление сгорания; p_a — начальное давление сжатия; ε — степень сжатия; $\varepsilon = V_a / V_c$.

Для карбюраторных и газовых двигателей среднее давление теоретической диаграммы получается из уравнения (17.8),

если принять $\rho = 1$

$$p_m = \frac{p_z}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1 - \tau_x}{n_2 - 1} \cdot \frac{p_a}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{\tau_{ac} - 1}{n_1 - 1} \quad (17.9)$$

Действительные индикаторные диаграммы отличаются от теоретических тем, что процесс сгорания отклоняется от линии $V = idem$ и $p = idem$ начинается с некоторым опережением и протекает во времени; выпускной клапан (в четырехтактных двигателях и двухтактных с проточной продувкой) или окна (в двухтактных двигателях) открываются с опережением, вследствие чего начальный процесс выпуска не соответствует линии $V = idem$; процессы сжатия и расширения отклоняются от политроп со средними показателями n_1 и n_2 . Перечисленные отклонения действительных диаграмм от теоретических приводят к тому, что площадь действительной диаграммы получается меньше и соответственно несколько меньше будет среднее индикаторное давление p_i . В термодинамическом расчете рабочего процесса указанные отклонения не могут быть определены, поэтому они учитываются на основе опытных данных путем введения коэффициента полноты индикаторной диаграммы ϕ :

для четырехтактных двигателей

$$p_i = \phi p_m; \quad (17.10)$$

для двухтактных двигателей

$$p_i = p_m (1 - \phi). \quad (17.11)$$

где ϕ — коэффициент полноты индикаторной диаграммы

$$\phi = 0,92 \div 0,98;$$

ϕ — относительная высота окон в двухтактных двигателях.

Значения среднего индикаторного давления (в МПа) при номинальной нагрузке для основных типов двигателей

Четырехтактные дизели без наддува	0,6—1,0
Четырехтактные дизели с наддувом	0,8—2,5
Двухтактные дизели	0,6—0,9
Четырехтактные карбюраторные двигатели	0,7—1,2
Четырехтактные газовые двигатели	0,6—1,9

При эксплуатации p_i определяется по формуле (17.1)

$$p_i = L_i / V_n = F / l m.$$

Для этой цели с помощью индикатора получают действительную индикаторную диаграмму, затем определяют площадь ее $F \equiv L_i$. Далее F делит на основание диаграммы $l \equiv V_n$, с учетом масштаба m (МПа/мм) результат представляет собой среднее индикаторное давление.

Индикаторная и эффективная мощность поршневых двигателей внутреннего сгорания; экономичность рабочего процесса

Работа газов в единицу времени в цилиндре двигателя называется индикаторной мощностью N_i . Индикаторная работа за цикл в одном цилиндре определяется по уравнению

$$L_i = p_i V_n.$$

Индикаторная мощность (в кВт) ДВС с учетом тактности (2*i*, *i* — число тактов), частоты вращения коленчатого вала (*n*, об/мин) и числа цилиндров (*z*) определяется по формуле

$$N_i = \frac{L_i n}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{i} \cdot z = \frac{p_i V_n n}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{i} \cdot z. \quad (17.12)$$

Эффективная мощность на валу двигателя N_e будет меньше индикаторной на величину мощности механических потерь N_m

$$N_e = N_i - N_m. \quad (17.13)$$

Мощность механических потерь состоит из мощностей, затрачиваемых на трение (N_{tr}), насосные потери ($N_{нас}$), привод вспомогательных механизмов ($N_{всп}$) и привод продувочного и наддувочного агрегатов ($N_{пр}$)

$$N_m = N_{tr} + N_{нас} + N_{всп} + N_{пр}. \quad (17.14)$$

Наибольшими потерями из всех слагаемых являются потери на трение поршня о стенки цилиндра и в подшипниках; эти потери составляют до 75% всех механических потерь.

Аналогично соотношению между мощностями (17.13) можно написать и соотношение между средними давлениями (рис. 17.6)

$$p_e = p_i - p_m. \quad (17.15)$$

где p_e — среднее эффективное давление; p_m — среднее механических потерь.

Установлено, что p_m зависит от типа двигателя, средней скорости поршня (C_m), отношения хода поршня к диаметру цилиндра (S/D), числа и размера цилиндров, нагрузки и от других факторов.

Принято в практических расчетах p_m определять по эмпирическим зависимостям вида (табл. 17.1.)

$$p_m = a + b C_m \quad (17.16)$$

По аналогии с p_i среднее эффективное

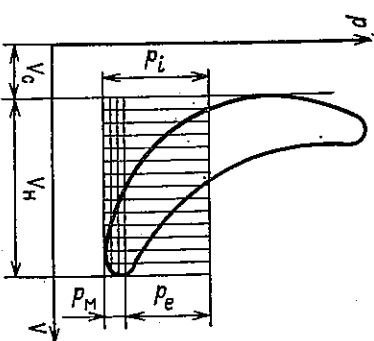


Рис. 17.6. Графическое представление средних давлений p_i , p_e и p_m в координатах $p-V$.

Таблица 17.1

Значения коэффициентов α и β зависимости (17.16) для основных типов двигателей

Тип двигателя	Конструктивные характеристики	Коэффициенты	
		α , МПа	β , МПа·с/м
Четырехтактные дизели непосредственного впрыска	$V_n = 1,7$; $p_i = 0,1 \div 0,9$ МПа	0,105	0,0120
Предкамерные дизели	Отношение объема предкамеры V_k к объему камеры сжатия V_c ; $V_k/V_c = 0,30$ Соотношение проходных сечений $f_k/f_{пор} \cdot 100 = 0,38\%$ $V_k/V_c = 0,75$ $f_k/f_{пор} \cdot 100 = 1,9\%$	0,105	0,0156
Вихрекамерные дизели	$V_k/V_c = 0,75$ $f_k/f_{пор} \cdot 100 = 1,9\%$	0,105	0,0138
Карбюраторные двигатели	$S/D > 1$ $S/D < 1$	0,050 0,040	0,0155 0,0135

тивное давление представляет собой некоторое условное постоянное давление на поршень, которое, действуя на поршень в течение хода расширения, совершает работу, равную эффективной работе на валу двигателя. Таким образом, выражение эффективной мощности двигателя можно записать аналогично уравнению индикаторной мощности (17.12).

$$N_e = \frac{p_e V_n n}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{l} \cdot z, \text{ кВт.} \quad (17.17)$$

Механические потери также могут быть учтены механическим к. п. д., который представляет собой отношение эффективной мощности к индикаторной

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i} = \frac{p_e}{p_i}. \quad (17.18)$$

Учитывая, что $N_e = N_i - N_m$ и $p_e = p_i - p_m$, последнее уравнение можно переписать

$$\eta_m = 1 - \frac{N_m}{N_i} = 1 - \frac{p_m}{p_i} = \frac{1}{1 + p_m/p_e}. \quad (17.19)$$

Значение механического к. п. д. для различных двигателей при номинальной нагрузке изменяется от 0,7 до 0,9.

Показатели экономичности (табл. 17.2) в индикаторном и эффективном процессах могут быть определены из уравнений теплового баланса двигателя:

Таблица 17.2

Показатели экономичности для различных типов ДВС

Тип двигателя	К. п. д.		Удельный расход топлива, кг/(кВт·ч)	
	η_i	η_e	g_i	g_e
Карбюраторные	0,22—0,38	0,18—0,30	0,228—0,305	0,286—0,380
Дизели	0,36—0,56	0,27—0,42	0,164—0,214	0,218—0,286
Газовые	0,26—0,38	0,21—0,30	10,380—12,310	12,970—15,390
			кДж/(кВт·ч)	кДж/(кВт·ч)

В индикаторном процессе

$$BQ_n \eta_i = A_i N_i;$$

в эффективном процессе

$$BQ_n \eta_e = A_e N_e,$$

где B — расход топлива, кг/с; $Q_n R$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; η_i , η_e — индикаторный и эффективный к. п. д.; A_i — тепловой эквивалент единицы работы ($A_i = 1$).

Левая часть уравнений теплового баланса ($BQ_n \eta_i$ и $BQ_n \eta_e$) представляет собой количество полезно использованной теплоты, правая часть тех же уравнений ($A_i N_i$ и $A_e N_e$) — тепловой эквивалент секундной работы двигателя.

Используя понятие удельного расхода топлива в индикаторном g_i и в эффективном g_e процессах как отношение расхода топлива B и индикаторной N_i или эффективной N_e мощности соответственно ($g_i = B/N_i$; $g_e = B/N_e$), можно написать расчетные формулы для определения g_i и g_e

$$g_i = \frac{A_i}{Q_n \eta_i}; \quad (17.20)$$

$$g_e = \frac{A_e}{Q_n \eta_e}. \quad (17.21)$$

Индикаторный и эффективный к. п. д. двигателя определяют из уравнений

$$\eta_i = \frac{p_i \alpha l_0}{\eta_u p_0 Q_n}; \quad (17.22)$$

$$\eta_e = \frac{p_e \alpha l_0}{\eta_u p_0 Q_n}, \quad (17.23)$$

где p_0 — плотность воздуха при давлении и температуре во всасывающем коллекторе; αl_0 — действительный расход воздуха; η_u — коэффициент наполнения; $\eta_u = 0,8 \div 0,9$.

Определение основных размеров двигателя

Основными конструктивными размерами двигателя являются диаметр цилиндра D и ход поршня S . Выражение эффективной мощности двигателя (17.17) может быть преобразовано и записано следующим образом:

$$N_e = \frac{\pi p_e D^3 C_m z}{4 \cdot 10^3 l}$$

Отсюда непосредственно следует уравнение для определения диаметра цилиндра

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^3 N_e}{\pi p_e C_m z}} = 35,69 \sqrt[3]{\frac{N_e}{p_e C_m z}} \quad (17.24)$$

Ход поршня определяется из соотношения

$$S = \psi D, \quad (17.25)$$

где ψ — отношение хода поршня к диаметру.

Конструктивная характеристика ψ является заданной величиной и имеет следующие значения: 1,4—1,75 для стационарных дизелей; 0,93—1,5 для судовых и тепловозных дизелей; 0,7—1,0 для автомобильных двигателей.

Пример 17.1. Определить среднее индикаторное давление и индикаторную мощность шестцилиндрового четырехтактного дизельного двигателя с непосредственным впрыском топлива в цилиндр, если диаметр цилиндра $D=0,15$, ход поршня $S=0,18$, частота вращения коленчатого вала $n=1500$ об/мин. Индикаторным двигателем получена индикаторная диаграмма площадью $F=1,95 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$, длиной $l=0,15 \text{ м}$ при масштабе давлений $m=0,6 \cdot 10^5 \text{ Па/м}$.

Решение.

$$1. \text{ Определим среднее индикаторное давление}$$

$$p_i = \frac{F}{l} m = \frac{1,95 \cdot 10^{-3}}{0,15} \cdot 0,6 \cdot 10^5 = 7,8 \cdot 10^5 \text{ Па.}$$

2. Вычислим рабочий объем цилиндра

$$V_H = \frac{\pi D^3}{4} S = \frac{\pi}{4} (0,15)^2 \cdot 0,18 = 3,18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3.$$

3. Находим индикаторную мощность

$$N_i = \frac{p_i V_H n}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{z} = \frac{7,8 \cdot 10^5 \cdot 3,18 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{4} = 186 \text{ кВт.}$$

Пример 17.2. Определить эффективную мощность дизеля и удельный расход топлива в эффективном процессе, если индикаторный $\eta_i=0,51$ и низшая теплота сгорания дизельного топлива $Q_{Dp}=42,5 \text{ МДж/кг}$. При решении использовать условие и результаты вычислений примера 17.1.

Решение.

1. Вычислим среднюю скорость поршня

$$C_m = S n / 30 = \frac{0,18 \cdot 1500}{30} = 9 \text{ м/с.}$$

2. Находим приближенное значение среднего давления механических потерь

$$p_m = 0,105 + 0,012 C_m = 0,105 + 0,012 \cdot 9 = 0,213 \text{ МПа.}$$

3. Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m = 0,78 - 0,213 = 0,567 \text{ МПа.}$$

4. Определим эффективную мощность

$$N_e = \frac{p_e V_H n}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{z} = \frac{0,567 \cdot 10^6 \cdot 3,18 \cdot 10^{-3} \cdot 1500}{10^3 \cdot 60} \cdot \frac{2}{4} = 135 \text{ кВт.}$$

5. Вычислим механический и эффективный к. п. д. двигателя

$$\eta_m = p_e / p_i = 0,567 / 0,78 = 0,727;$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,51 \cdot 0,727 = 0,371.$$

6. Удельный расход топлива в эффективном процессе

$$\xi_e = \frac{A_i}{Q_{Dp} \eta_e} = \frac{1 \cdot 3600}{42,5 \cdot 10^3 \cdot 0,371} = 0,228 \text{ кг/(кВт·ч).}$$

§ 4. Особенности рабочего процесса газовых двигателей

Газовые модификации поршневых двигателей внутреннего сгорания находят применение в качестве основных и вспомогательных агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов, в компрессорных цехах газобензиновых заводов, в системах сбора и промысловой подготовки газа, на приводе буровых установок и т. д.

Основными видами топлива, применяемыми для поршневых ДВС нефтяной и газовой промышленности, являются природный, попутный и сжиженный газы (табл. 17.3).

Природные газы состоят в основном (90—77%) из метана и их свойства близки к свойствам метана. Попутные газы также в качестве основного компонента содержат метан; сравнительно небольшое содержание тяжелых углеводородов оказывают значительное влияние на физические свойства. Важнейшая характеристика топлива — температура самовоспламенения; она определяет тип двигателя, тип зажигания, применяемый при использовании данного топлива в двигателе.

Газообразное топливо, как и бензин, характеризуется высокой температурой самовоспламенения, поэтому применяется в двигателях с воспламенением от постороннего источника энергии. Тяжелые сорта топлива, например дизельные, характеризуются значительно меньшей температурой самовоспламенения и применяются в двигателях с самовоспламенением топлива от сжатия (в дизелях).

Антидетонационные свойства топлив оцениваются октановым числом, определяемым при испытании их на специальных установках в стандартных условиях. Чем выше октановое число топлива, тем выше его антидетонационное свойство. Природные,

Показатели	Топливо				
	природный газ (метан)	полученный газ (метан — 87%, тяжелые углеводороды — 12,5%)	сжиженный газ (пропан — 50%, бутан — 50%)	дизельное топливо	бензин автомобильный
Температура самовоспламенения, °C	650	550—600	500	320—360	550—600
Октановое число (по моторному методу), ОЧ	110	95—100	95—100	35—40	60—70
Плотность (в кг/м³): в паровом состоянии	0,68	0,80	2,16	—	—
в жидком состоянии	415	—	532	800	750
Температура испарения, °C	—161,4	—160	10	270—300	200—220
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	49,84	48,60	45,67	42,48	43,78
Теплота сгорания смеси топлива с воздухом ($\alpha=1$), кДж/м³	3324	3249	3475	3567	3580

Мощность поршневого двигателя прямо пропорциональна теплоте сгорания смеси топлива с воздухом [см. уравнение (17.23)]. Теплота сгорания смеси газообразного топлива с воздухом меньше теплоты сгорания жидкого топлива на 6—10%. Следовательно, при переводе поршневых ДВС с жидкого топлива на газообразное без изменения конструкции и при прочих равных условиях мощности их уменьшаются на 6—10%. Однако возможность использования газообразного топлива в двигателях с повышенной степенью сжатия ($\varepsilon=9-11$) и применение наддува позволяют получать газовые двигатели с мощностями и экономическими показателями, не уступающими жидкотопливным двигателям.

В карбюраторных двигателях при впуске в цилиндр даже при самых благоприятных условиях поступает газожидкостная, бензиновоздушная смесь; неистарившиеся жидкие фракции смывают смазку со стенок цилиндра и, проникая в картер, разжижают масло, вследствие этого, усиливается износ деталей двигателя и сокращается срок службы масла.

Газообразное топливо является безводным; в смеси с воздухом при выпуске в цилиндр отсутствуют неиспарившиеся жидкие фракции. Это приводит к увеличению срока службы масла в газозовом двигателе, снижению износа основных деталей, повышению моторесурса и надежности газозового двигателя на 30—50 % по сравнению с жидкотопливным.

Газообразное топливо применяется в различных по конструкции и способу осуществления рабочего процесса поршневых двигателях. В специально создаваемых газовых двигателях, предназначенных для работы только на газообразном топливе, с максимальным использованием всех его положительных качеств (рис. 17.7).

Такие двигатели обладают высокими мощностными и экономическими показателями.

В «конвертивных» двигателях, т. е. в двигателях, предназначенных для работы как на жидком, так и на газообразном топливе, переход с жидкого на газообразное топливо не вызывает каких-либо конструктивных переделок двигателя. При работе на газообразном топливе двигатель развивает меньшую мощность, так как показатели качества газообразного топлива не используются и топлива створания газовоздушной смеси меньше теплоты створания бензиновоздушной.

В газовых двигателях так же, как и в жидкотопливных, осуществляется внешнее и внутреннее смесеобразование. Большая

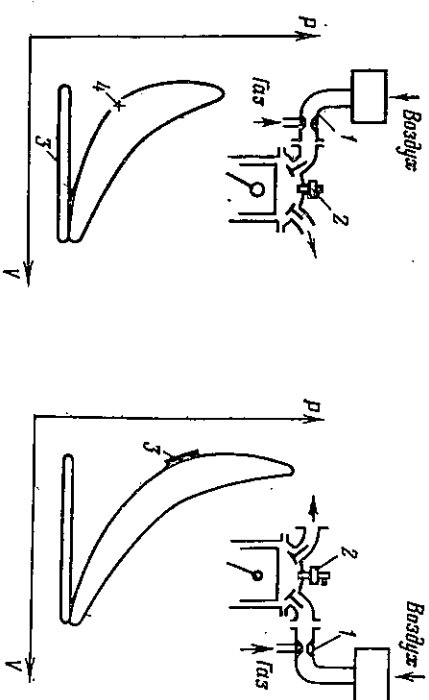


Рис. 17.7. Схема и рабочий процесс газового двигателя с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием:

Рис. 17.8. Схема и рабочий процесс четырехтактного газодизеля:
1 — смешатель; 2 — форсунка; 3 — выхлоп
запального жидкого топлива

часть современных газовых двигателей выполнена с внешним смесеобразованием. Это связано с тем, что при использовании внешнего смесеобразования возникает возможность создавать на базе выпускаемых двигателей, работающих на жидком топливе, газовые модификации, предназначенные специально для работы на газобразном топливе. Кроме того, появляется возможность применить газобразное топливо в жидкотопливных двигателях без изменения их конструкции и с сохранением способности этих двигателей работать на жидком топливе. Газовые двигатели с внешним смесеобразованием выпускаются, как правило, четырехтактными. Применять внешнее смесеобразование в двухтактных двигателях целесообразно в связи с большими потерями при продувке цилиндров горючей смесью. При внешнем смесеобразовании давление газа перед смесительными органами двигателя поддерживается близким к атмосферному, тем самым предотвращается утечка газа во внешнюю среду или проникновение воздуха в газопровод.

При внешнем смесеобразовании топливно-воздушная смесь готовится в газовойдушном смесителе или смесительном клапане, назначение которых состоит в тщательном перемешивании газа и воздуха в определенной пропорции.

В газовых двигателях низкого сжатия применяется зажигание от электрической искры, от раскаленного элемента (калоризатора), от доншика предкамеры и факельное зажигание. В газодизелях (в двигателях высокого сжатия) применяется воспламенение от факела запального жидкого топлива. Газовые двигатели, созданные на базе двигателей жидкого топлива низкого сжатия (Газ 51Б, Зис 156) с внешним смесеобразованием, имеют систему электрического зажигания (см. рис. 17.7); газовые двигатели, созданные на базе дизелей, могут иметь как искровое зажигание (ГЧ-10, 5/13, Г-58, ГЧ-36/45 и др.), так и зажигание от факела запального жидкого топлива (рис. 17.8, двигатели В2-300-ГД, В2-450-ГД и др.).

При переводе дизели в двигатель с искровым зажиганием степень сжатия обычно снижается на несколько единиц (за счет изменения размеров поршней или головки блока), форсунки заменяют свечами зажигания, устанавливают систему смесеобразования и газоподачи. Технологически переделка сравнительно проста, но двигатель совершенно теряет возможность работать на жидком топливе. При переводе дизели на газодизельный процесс никаких изменений в конструкцию не вносят, лишь дообавляют газовый смеситель, который устанавливают на впускной воздушный патрубок (у четырехтактных дизелей без наддува). У двухтактных (рис. 17.9) и четырехтактных дизелей с наддувом устанавливают газовый клапан, через который газ вдувается в цилиндр после продувки. Таким образом, при газодизельном процессе в цилиндр двигателя подается не воздух,

как в обычном дизеле, а газозо-душная смесь. В конце сжатия температура газозо-душной смеси недостаточно высока для самовоспламенения, но превышает температуру воспламенения жидкого топлива. Поэтому зажигание газозо-душной смеси при газодизельном процессе осуществляется впрыском в конце сжатия небольшой дозы жидкого топлива, которое, воспламеняясь, зажигает газозо-душную смесь. Впрыск запального жидкого топлива может осуществляться обычной дизельной аппаратурой. В этом случае двигатель сохраняет возможность быстрого перехода на жидкое топливо в эксплуатационных условиях.

Минимальное количество запального жидкого топлива, обеспечивающее устойчивую работу двигателя, определяется характеристиками установленной на нем топливной аппаратуры. В конвейерном двигателе топливный насос должен обеспечивать подачу такого количества топлива, которое необходимо для работы на жидком топливе при номинальной нагрузке. Минимальное количество запального жидкого топлива, которое такой насос может устойчиво подавать, составляет 20—25% его номинальной подачи. При меньшей подаче возможна неравномерность и прорыв в подачах отдельных секций многоплунжерных насосов.

Если же на двигателе установить специальный топливный насос для впрыска только запального жидкого топлива, то устойчивую работу двигателя можно получить при подаче 5—6% количества жидкого топлива, необходимого для работы только на жидком топливе при номинальной нагрузке.

§ 5. Вредные выбросы с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания и меры по их уменьшению

Считается, что двигатели внутреннего сгорания — основные загрязнители воздушного бассейна. Если к тому же учесть, что основная масса отработавших газов от автомобилей выбрасывается в городах на уровне роста человека (особенно детей) и они не рассеиваются на большие расстояния, то борьба с вредными выбросами от ДВС становится весьма актуальной.

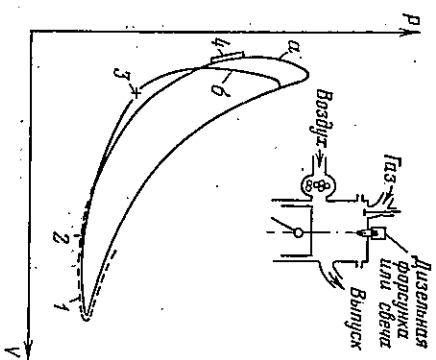


Рис. 17.9. Схема и рабочий процесс двухтактного газового двигателя:

а — рабочий процесс газодизельного зажигания; 1 — продувка и заплывание цилиндра воздухом; 2 — выпуск газа; 3 — воспламенение от электрической искры; 4 — впрыск запального жидкого топлива

В отработавших газах двигателей содержится сажа (твердый углерод), которая является поглотителем токсичных, в том числе канцерогенных веществ, оксиды (оксиды) азота NO_x , углеводороды C_mH_n , окись (оксид) углерода CO , а при работе на этилованном бензине — токсичные соединения свинца. Содержание вредных выбросов в отработавших газах зависит от типа двигателя, его технического состояния и регулировки, режима работы, вида топлива и др.

Концентрация токсичных компонентов в сухих отработавших газах оценивается в объемных процентах, миллионных долях по объему и в миллиграммах на 1 л.

Содержание токсичных компонентов в отработавших газах

Двигатель	Дизель	Карбюраторный
Оксид углерода CO , %	0,2	6,0
Оксиды азота NO_x , %	0,35	0,46
Углеводороды, %	0,04	0,40
Диоксид серы, %	0,04	0,007
Сажа, мг/л	0,30	0,05

На основании действующих в нашей стране санитарных норм на предельное содержание токсичных веществ в воздухе можно приближенно принять следующее соотношение токсичности компонентов по отношению к токсичности оксида углерода: $\text{CO} : \text{NO}_x : \text{C}_m\text{H}_n = 1 : 20 : 0,67$. Следовательно, токсичность отработавших газов дизелей зависит в основном от содержания в них оксидов азота. Токсичность отработавших газов бензиновых двигателей зависит от содержания в них оксида углерода и оксидов азота.

В условиях недостатка кислорода в рабочей смеси или плохого смешивания возможна неполнота сгорания топлива с образованием сажи, углеводородов, оксида углерода и альдегидов. Недостаток кислорода в рабочей смеси характерен для карбюраторных двигателей на режимах холостого хода и торможения при работе на богатых смесях. Дизели на всех режимах работают при значительном избытке воздуха, поэтому выброс CO у них невелик, но значительно содержание в отработавших газах углеводородов и особенно сажи, которая обуславливает дымность выхлопа.

Для уменьшения вредных выбросов необходимо улучшать качество подготовки топливовоздушной смеси, обеспечить равномерное ее распределение по цилиндрам и полноту сжигания, в частности, регулированием карбюратора по параметрам отработавших газов с помощью электронных компьютеров, рециркуляцией отработавших газов, применением экологически чистых топлив и присадок, нейтрализации (обезвреживания) газов в системе выпуска и др.

Все более широкое применение находит «дожигание» отработавших газов, обеспечивающее высокую степень нейтрализации NO_x , CO и C_mH_n . Автомобильные двигатели переводят на работу на сжиженный газ, спирт; ведутся исследования по переводу двигателей на водородное топливо.

§ 6. Особенности эксплуатации поршневых ДВС в нефтяной и газовой промышленности

Наибольшей специфичностью условий работы характеризуются применение поршневых двигателей внутреннего сгорания в бурении и на компрессорных станциях магистральных газопроводов.

Основные операции бурения — собственно механическое бурение, спуск и подъем инструмента. Энергоемкость определяется мощностью привода, необходимой для совершения операции. Мощности для привода основных механизмов при бурении зависят от режима бурения (осевая нагрузка, количество и качество подаваемого бурового раствора, частота вращения ротора), типа и размера долота, физико-механических свойств проходных пород, конструкции скважины и буровой колонны (глубина бурения, диаметры скважины и буровой колонны), наземного оборудования (типы буровых установок и буровых насосов).

В бурении возможны следующие режимы работы двигателей внутреннего сгорания: холостой ход на минимальном скоростном режиме, поддерживаемом всережимным регулятором, при холостом вращении наземного оборудования, при совершении различных операций бурения, при перегрузках.

Двигатель работает на холостом ходу или при холостом вращении наземного оборудования на минимальном скоростном режиме чаще всего в зимнее время при перерывах между операциями бурения или при переходе от одной операции к другой с переменной работающей двигателями. При холостом вращении наземного оборудования двигатель работает на максимальном скоростном режиме во время осуществления вспомогательных машинно-ручных операций и смене инструмента.

Режимы работы двигателя внутреннего сгорания в бурении следует рассматривать с точки зрения специфики основных операций на приводе основных устройств бурения: при роторном бурении — привод ротора, лебедки и буровых насосов; при трубном бурении — привод буровых насосов и лебедки.

По энергоемкости и специфичности режима отбора мощности и крутящего момента наибольший интерес представляют режимы работы двигателя внутреннего сгорания на приводе ротора, буровых насосов при трубном бурении и лебедки.

Режимы отбора мощности и крутящего момента на приводе ротора зависят от динамики работы бурового инструмента, определяемой физико-механическими свойствами породы, типом применяемого долота, его подачей и частотой вращения.

Независимый режим отбора крутящего момента на приводе ротора при постоянной угловой скорости характеризуется равенством момента, приложенного к ротору, и момента сопротивлений $M_{\text{rot}} = M_c$.

Исследования показывают, что роторное бурение сопровождается значительными колебаниями момента сопротивления и двигатель работает при неустановившейся нагрузке.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания без специальных устройств имеют жесткую характеристику, поэтому уменьшение или увеличение момента сопротивления приводит к аналогичному изменению мощности двигателя.

Основные характеристики неустановившейся нагрузки — период или частота изменения нагрузки и степень неравномерности нагрузки.

Степень неравномерности нагрузки, характеризующая изменение момента, определяется по формуле

$$\delta = \frac{M_{\text{max}} - M_{\text{min}}}{M_{\text{cp}}} = \frac{\Delta M}{M_{\text{cp}}}, \quad (17.26)$$

где M_{max} , M_{min} — максимальное и минимальное значения момента;

$$M_{\text{max}} = M_{\text{cp}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \right); \quad M_{\text{min}} = M_{\text{cp}} \left(1 - \frac{\delta}{2} \right);$$

ΔM — амплитуда колебания крутящего момента относительно его среднего значения M_{cp} .

Мгновенное значение крутящего момента на роторе определяется из уравнения

$$M_{\text{cp}} = M_{\text{rot}} \left(1 + \frac{\delta}{2} \sin mt \right), \quad (17.27)$$

где m — круговая частота изменения нагрузки, $m = 2\pi/T$; T — период изменения нагрузки.

Исследования показывают, что степень неравномерности нагрузки при роторном бурении изменяется в пределах 0,15—0,5, а это соответствует колебаниям крутящего момента $M_{\text{max}}/M_{\text{min}} = 1,16—1,67$.

Изменения мгновенных значений момента сопротивления на приводе буровых насосов зависят от колебаний их подачи и давления

$$\delta_n = 2 \left(\frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{min}}} \cdot \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{min}}} - 1 \right) / \left(\frac{p_{\text{max}}}{p_{\text{min}}} \cdot \frac{Q_{\text{max}}}{Q_{\text{min}}} + 1 \right). \quad (17.28)$$

Значения степени неравномерности нагрузки на приводе буровых насосов находятся в интервале 0,15—0,34, что соответствует колебаниям момента $M_{\text{max}}/M_{\text{min}} = 1,17—1,41$. В случае установки в цилиндрах бурового насоса различных по размеру втулок (например, 170 и 150 мм) степень неравномерности возрастает до 0,5.

Режим отбора крутящего момента на приводе лебедки во время подъема характеризуется тремя периодами: начальным моментом подъема, собственным «чистым» подъемом во время равномерного подъема инструмента, торможением.

Начальный момент подъема характеризуется возрастанием скорости подъема от нуля до номинального значения. Через небольшой промежуток времени (3—5 с) устанавливается равномерный подъем, характеризуемый динамическим равновесием сил, приложенных к трубам. При торможении скорость подъема уменьшается от номинального значения до нуля.

Наибольшее значение крутящего момента соответствует начальному моменту подъема. Замеры крутящего момента на приводе лебедки в начальный момент подъема показывают, что пусковые моменты могут превышать номинальные в 1,5—1,8 раз.

Работа привода лебедки характеризуется частыми (каждые 1—1,5 мин) пусками под нагрузкой, кратковременными паузами и реверсами. Такой режим может длиться часами. Общее число пиков при бурении одной скважины может достигать нескольких десятков тысяч.

При ликвидации аварий и расхаживании обсадных труб, при их спуске возможны значительные перегрузки (до 2 $M_{\text{нов}}$) при весьма малых частотах вращения исполнительных двигателей.

Статистические данные свидетельствуют о том, что при транспортировке газа возможны значительные колебания в подаче его по газопроводу. Основной причиной, определяющей переменную пропускную способность магистральных газопроводов и, следовательно, переменный режим работы энергопривода компрессорных станций, является неравномерность газопотребления. Кроме того, переменная пропускная способность газопроводов обусловлена изменениями состава газа, его состояния и характеристик.

Для выбора вида энергопривода, его мощности важно знать характеристики переменного режима работы газопровода. Известно, что колебания гидравлической мощности газопровода — соотношение наибольшей $N_{p \text{ max}}$ и наименьшей $N_{p \text{ min}}$ — связаны с характеристикой переменного режима (β) уравнением

$$\frac{N_{p \text{ max}}}{N_{p \text{ min}}} = \left(\frac{1 + \beta}{1 - \beta} \right)^3. \quad (17.29)$$

Безразмерная характеристика переменного режима β представляет собой относительную величину амплитуды колебания

производительности; для действующих газопроводов она изменяется в пределах $\beta=0,10-0,20$. Этому соответствуют колебания гидравлической мощности газопроводов $N_{p\max}/N_{p\min}=1,83-3,66$. Таким образом, двигатели энергоприода газоперекачивающих агрегатов должны быть рассчитаны на переменный режим нагрузки, а единичные мощности агрегатов установок подобраны таким образом, чтобы была возможность свободного маневрирования их числом.

Эксплуатационные качества поршневых двигателей внутреннего сгорания оцениваются по их характеристикам. Существуют различные характеристики ДВС — скоростные, винтовые, нагрузочные, универсальные, регулировочные и др. Наибольшее распространение получили скоростные характеристики. Они дают представление о показателях работы двигателя (эффективной мощности N_e , крутящем моменте M_e , удельном расходе топлива g_e и т. д.) в зависимости от изменения частоты вращения вала n . Эти характеристики получают при предельной, максимальной подаче топлива или топливно-воздушной смеси и при подачах, меньших максимальной. В соответствии с этим характеристики называются внешними и частичными, или дроссельными.

Таким образом, поле возможных режимов двигателей внутреннею сгорания ограничивается кривой максимально возможного момента (мощности) по внешней скоростной характеристике и ординатами максимальной и минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала (рис. 17.10).

Установившийся скоростной режим двигателя определяется условием равенства движущего момента двигателя M_e и момента сопротивления M_c (рис. 17.11). Если вследствие изменения одного или нескольких факторов (крепости проходных доломов горных пород при роторном бурении, изменения гидравлического сопротивления системы циркуляции бурового раствора и т. д.) изменится момент сопротивления (сместится вверх — пунктирная линия), то новый скоростной режим двигателя установится из условия нового равенства момента двигателя моменту сопротивления. Указанное изменение M_c связано с изменением частоты вращения коленчатого вала двигателя на величину Δn (рис. 17.11, 1). При менее выраженном падении M_e изменение частоты вращения вала двигателя становится больше (Δn_2).

При некоторых условиях режим работы двигателя становится неустойчивым, когда справа от точки пересечения линий моментов M_e и M_c (характеристика 3) линия M_e имеет большие ординаты, чем линия моментов сопротивления M_c . В этом случае при некотором увеличении M_c , хотя бы очень небольшим и связанным с этим уменьшением n , разрыв в значениях моментов все увеличивается по мере отхода от первоначального скоростного режима и, если не воздействовать на орган управления, двига-

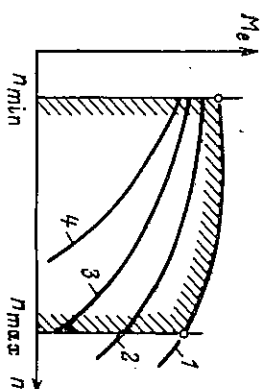


Рис. 17.10. Поле возможных режимов поршневых ДВС:
1 — внешняя характеристика; 2, 3, 4 — частичные (дроссельные) характеристики

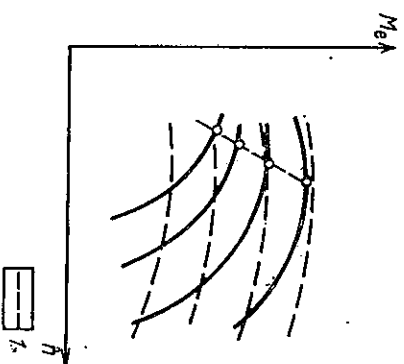


Рис. 17.12. Особенности внешних и частичных характеристик дизелей (1) и карбюраторного двигателя (2)

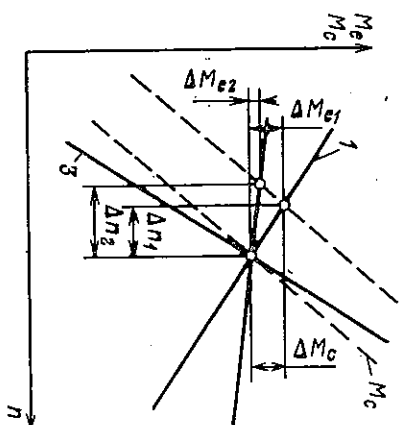
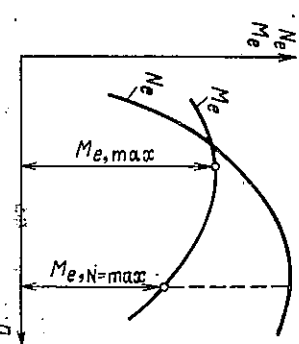


Рис. 17.11. Сравнительная оценка характеристик поршневых ДВС

Рис. 17.13. Графическое определение M_e по характеристике двигателя



тель остановится. При уменьшении момента сопротивлений M_c двигатель пойдет вразнос.

Для оценки устойчивости режима работы двигателя используются следующие характеристики: фактор устойчивости F_d и коэффициент приспособляемости K_n .

Фактор устойчивости режима работы двигателя — это отношение дисбаланса $\Delta(\Delta M) = \Delta M_c - \Delta M_e$ (разность изменений моментов сопротивлений и двигателя сравнительно с установленным) к соответствующему отклонению частоты вращения от установленного (см. рис. 17.11)

$$F_d = \frac{\Delta(\Delta M)}{\Delta n} = \frac{\Delta M_c - \Delta M_e}{\Delta n} \quad (17.30)$$

Характер сил, появившихся при выводе коленчатого вала из состояния равновесного вращения, определяется знаком F_d .

Если $\frac{\Delta M_c}{\Delta n} > \frac{\Delta M_e}{\Delta n}$, то характеристика сопротивлений круче характеристики двигателя и режим устойчив. Фактор устойчивости при этом положительный и двигатель имеет положительное самовыравнивание. Если же $\frac{\Delta M_c}{\Delta n} < \frac{\Delta M_e}{\Delta n}$, то $F_d < 0$, режим неустойчив и двигатель обладает отрицательным самовыравниванием.

Сравнительная оценка устойчивости режимов работы карбюраторных двигателей и дизелей показывает (рис. 17.12): при

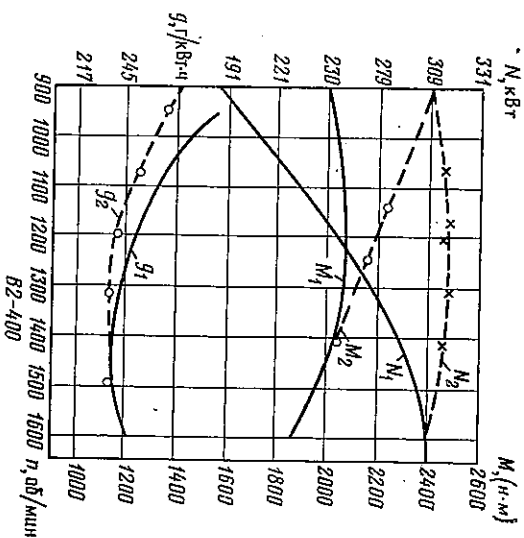


Рис. 17.14. Внешняя характеристика дизеля В2-400 со специальным корректором подачи топлива и без корректора:

M_2 и M_1 — с корректором; N_1 и N_2 — без корректора; ϵ_1 и ϵ_2 — удельный расход топлива

работе по внешней характеристике режим карбюраторного двигателя устойчивее; по мере перехода от внешней характеристики на частотные (дроссельные) устойчивость режима работы карбюраторного двигателя повышается, у дизелей переход к внешней характеристике на частотные почти не влияет на устойчивость режима.

Коэффициент приспособляемости определяется как отношение максимального крутящего момента по внешней характеристике к крутящему моменту при частоте вращения, соответствующей максимальному значению мощности $N_e = \max$ (рис. 17.13)

$$K_n = M_{e \max} / M_e N_e = \max \quad (17.31)$$

Для карбюраторных двигателей коэффициент приспособляемости $K_n = 1,25 - 1,45$; для дизелей без специальных приспособлений, улучшающих этот показатель, $K_n = 1,15$.

Характеристики поршневых двигателей внутреннего сгорания могут быть улучшены при использовании электрических, гидравлических передач и специальных корректоров подачи топлива (рис. 17.14).

§ 7. Поршневые ДВС, применяемые в нефтяной и газовой промышленности, и их показатели

В нефтяной и газовой промышленности применяются в качестве энергопривода силовых агрегатов буровых установок двигатели внутреннего сгорания 1Д12Б (12Ч-15/18), 210Д (6ЧН-21/21, 1А-6Д49) (8ЧН-26/26), В2-450АВ-С3 (12Ч-15/18) и др.; в качестве энергопривода вспомогательных устройств У1Д6-С4 (6Ч-15/18), 1Д12В (12Ч-15/18), ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 и др. (табл. 17.4).

Базовым большей части двигателей, применяемых для привода силовых агрегатов, является двигатель типа В2 (рис. 17.15), который представляет собой бескомпрессорный 12-цилиндровый четырехтактный дизель с непосредственным впрыском топлива в цилиндр водяного охлаждения с V-образным расположением цилиндров. Двигатели В2 обладают высокой экономичностью, средний удельный расход топлива $\epsilon_e = 218$ кг/(кВт·ч). Высокая экономичность этих двигателей обеспечивается применением непосредственного впрыска топлива в цилиндр, подбором оптимальной формы камеры сгорания, расположением части ее в поршне, подбором оптимальных чисел ($i=7$) и диаметра ($d=0,25$ мм) распыливающих отверстий в форсунке и давления распыливания.

Применение непосредственного впрыска топлива в цилиндр привело к значительным максимальным давлениям цикла $p_z = 8,5 - 9,5$ МПа и высоким скоростям нарастания давления

Таблица 17.4
Техническая характеристика двигателей, применяемых в нефтяной и газовой промышленности

Марка двигателя	Расположение и число цилиндров	Эффективная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр цилиндра, мм	Ход поршня, мм	Средняя степень сжатия	Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)
B2 450AB-C3	V-12	383	1600	150	180	14—15	227
1Д12Б	V-12	310	1700	150	180	14—15	229
B2-800 ТК	V-12	590	2000	150	180	15	—
210 Д	V-6	1092	1500	210	210	—	211
1А-6Д49	V-8	1286	1000	260	260	—	211
У1Д6-С4	P-6	150	1500	150	180	14—15	231
Д-108	P-4	80	1070	145	205	14	237
Д-180	V-6	132	1150	145	205	14	237
ЯМЗ-236	V-6	132	2100	130	140	16,5	237
ЯМЗ-238	V-8	176	2100	130	140	16,5	237
ЯМЗ-740	V-8	154	2600	120	120	17	234
СМД-14	P-4	53	1700	120	140	17	265
ЗИЛ-130	V-8	110	3100	100	95	6,5	316
Гас-63	V-8	84,5	3200	92	80	6,7	312

В процессе стирания. Вследствие этого большая часть дегажей дизелей В2 изготовляется из высоколегированных сталей.

Основные узлы дизеля — картер, блоки цилиндров, коленчатый вал, поршень, шатуны и механизм газораспределения. Картер (рис. 17.16) состоит из верхней и нижней половин, отлитых из алюминиевого сплава. Плоскость разреза проходит по оси коленчатого вала. К поперечным перегородкам верхней половины картера подвешивается коленчатый вал. В нижнем картере имеются два углубления: задний и передний масляеборники. В нижней половине картера размещены передачи к масляному, водяному и топливонасосам, установленным снаружи картера.

Левый и правый блоки цилиндров крепятся к верхней половине картера. Корпус каждой рубашки цилиндров и головку крепят четырьмя анкерными шпильками к верхнему картеру. В корпусе рубашки монтируют шесть стальных азотированных цилиндрических гильз. Головка блока цилиндров опирается на верхние фланцы гильз. Часть объема камеры сгорания размещена в головке, где в центральном расположении относительно цилиндров устанавливаются форсунки. На каждом цилиндре установлено по два выпускных и выпускных клапана. Выпускные клапаны выходят на боковую поверхность в развале между блоками цилиндров. К этой поверхности крепятся штампованный сварной выпускной трубопровод.

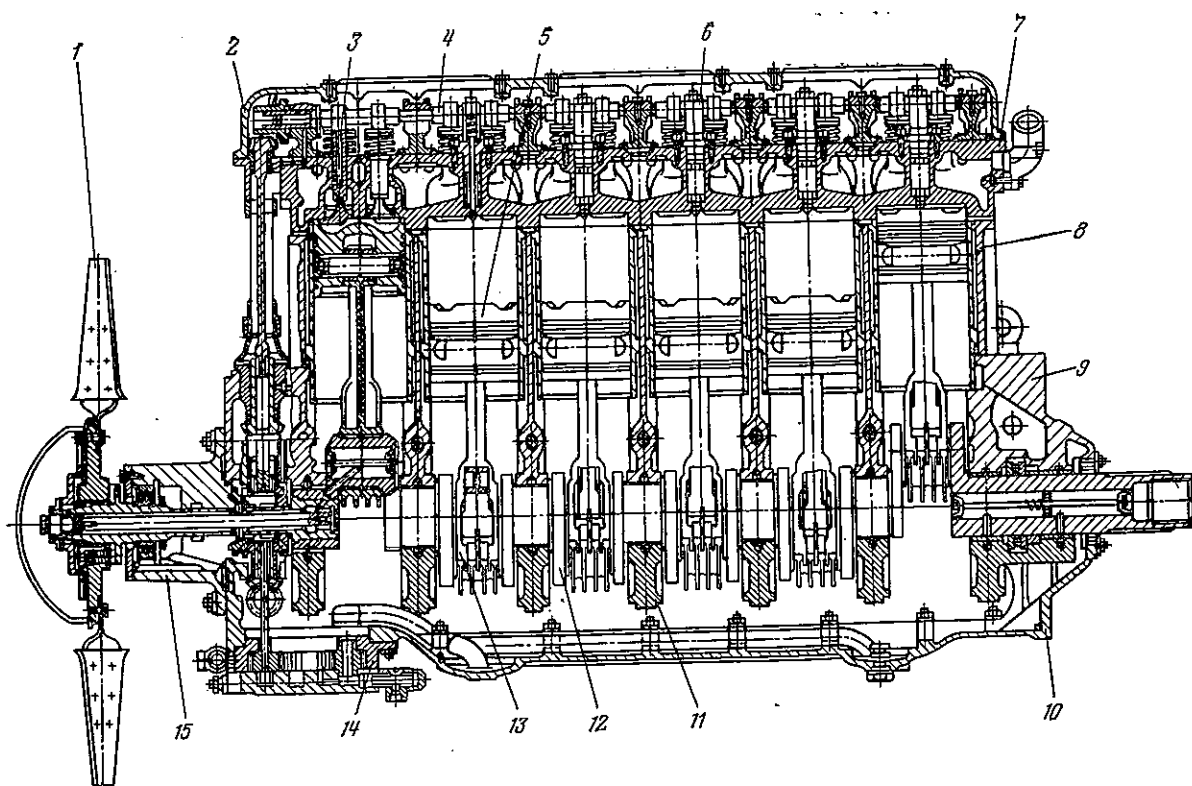


Рис. 17.15. Продольный разрез дизеля В2:

1 — клапан; 2 — крышка головки блока; 3 — клапан; 4 — распределительный вал; 5 — поршень; 6 — форсунка; 7 — головка блока; 8 — рубашка блока; 9 — верхняя половина картера; 10 — нижняя половина картера; 11 — подвеска; 12 — коленчатый вал; 13 — главный шатун; 14 — масляный насос; 15 — корпус привода вентилятора

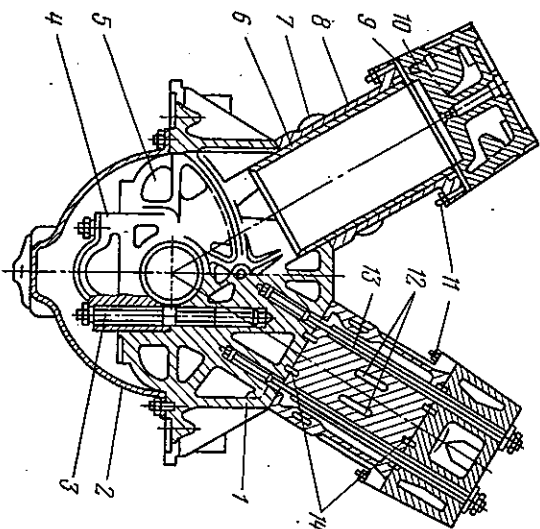


Рис. 17.16. Силовая схема картера с блоками: 1 — верхняя половина картера; 2 — нижняя половина картера; 3 — силовая шпилька; 4 — полка; 5 — боковой упор; 6 — резиновые кольца; 7 — талызь подшипника; 8 — рубашка блока; 9 — прокладка головки цилиндра; 10 — головка блока; 11 — стальные шпильки; 12 — водные насосы; 13 — анкерная шпилька; 14 — штифты

Поршень штампован из дюралюминия. Часть камеры сгорания располагается в поршне, поэтому очертание его дна соответствует форме топливных струй и способствует эффективному смесеобразованию и сгоранию топлива. Поршень имеет пять уплотняющих колец, из них два верхних с цилиндрической поверхностью, три нижних (одно расположено ниже пальца) — с конической. Поршневой палец плавающего типа имеет заглушки из дюралюминия.

Шатунный механизм состоит из главного и прицепного шатунов. Плоскость, проведенная через ось пальца прицепного шатуна и ось шатунной шейки, составляет 67° с осью главного шатуна, вследствие этого ход поршня прицепного шатуна на 6,7 мм больше хода поршня главного шатуна. Шатунные вкладыши стальные тонкостенные, залиты свинцовой бронзой.

Распределительные валики привода (рис. 17.17) полые, внутренняя полость служит для подвода масла к опорам кулачкового валика и тарелкам клапанов.

Система питания двигателя В2 состоит (рис. 17.18) из расходного топливного бака 1, расходомера 2, топливоподкачивающей помпы 3, фильтра тонкой очистки 4, 12-плунжерного топ-

Коленчатый вал изготовляют из хромоникельвольфрамовой стали. Он имеет восемь коренных шеек и шесть шатунных. Коренные шейки колленчатого вала работают на толсто-стенных стальных вкладышах, залитых тонким слоем свинцовой бронзы. Масло подводится в полость первой коренной шейки и по двум каналам в щеках проходит во все шейки. Упорный подшипник фиксирует вал от осевого перемещения. В торце колленчатого вала со стороны привода вырессован хвостовик, на шлицах которого устанавливаются коническую шестерню привода вспомогательных механизмов.

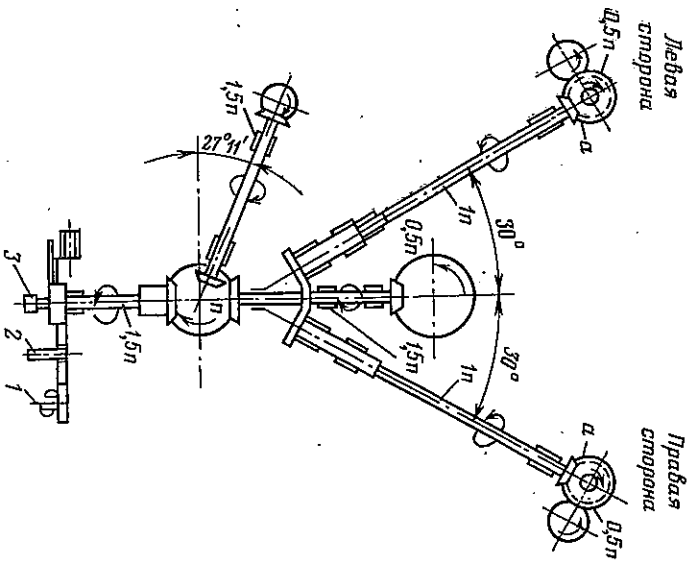


Рис. 17.17. Схема механизма передат В2: 1 — валик масляного насоса; 2 — ось; 3 — валик водяного насоса; 4 — частота вращения колленчатого вала

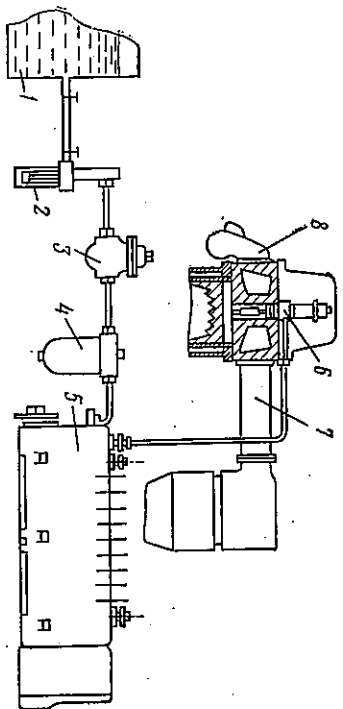


Рис. 17.18. Схема системы питания дизеля В2

двигного насоса высокого давления с всережимным регулятором 5, многоточечной закрытого типа форсунки 6, выпускного с воздушным фильтром 7 и выпускного 8 коллекторов.

Система охлаждения жидкостная, закрытого типа (с охлаждающей средой не сообщается). Она включает центробежный осевой насос с максимальной подачей 500 л/мин, радиатор, головок, устройства и приборы регулирования и контроля. Система охлаждения рассчитана на работу при избыточном давлении 0,06—0,08 МПа, т. е. при температуре кипения воды 105—110°C.

Система смазки в двигателях В2 принудительная, циркуляционная с «сухим» картером. В системах смазки с «сухим» картером необходимый запас масла находится в специальном масляном баке, а не в картере. Основное преимущество такой системы смазки — отсутствие контакта всего запаса масла с порывающимися через неплотности в картере горячими газами и осадками от рабочего процесса, а следовательно, менее интенсивные процессы загрязнения и окисления, меньший утар масла. Система смазки дизелей В2 состоит из шестеренчатого насоса, фильтра, насоса ручной прокачки, радиатора, бака, маслопровода, устройств и приборов регулирования и контроля. Масляный насос состоит из одной нагнетающей и двух откачивающих секций.

Основная система пуска двигателей В2, применяемых в бурении, электрическая. Электрическая система пуска дизелей буровых установок «Уралмаш» объединена в общую схему с сохранением комплекта оборудования каждого дизеля. Комплект электрооборудования каждого дизеля состоит из электрогенератора, реле-регулятора, стартера, пускового реле, блока предохранителей, устройств и приборов распределения, регулирования и контроля. Общими для всех дизелей являются стартерный выпрямительный агрегат и аккумуляторные батареи.

Внешние скоростные характеристики дизелей В2-300, В2-400 и В2-450 (рис. 17.19) свидетельствуют об их высокой экономичности, а также о низких показателях устойчивости на переменном режиме (F_d , K_d).

В нефтяной и газовой промышленности применяют газовые модификации двигателей В2 — газодизели В2-300-ГД и В2-450-ГД.

Двигатель В2-300-ГД создан на базе двигателя В2-300 и приспособлен для работы как на жидком, так и на газообразном топливе. Двигатель оборудован газовым смесителем и охлаждаемыми выпускными трубопроводами. Выпускные трубопроводы, система подачи жидкого топлива и система регулирования изменены. Двигатель В2-300-ГД имеет следующие показатели:

мощность $N_e = 176—220$ кВт при 1500 об/мин, удельный расход газообразного топлива ($Q_p = 33,5$ МДж/м³ $g_{ар} = 0,34$ м³/(кВт·ч), удельный расход запального топлива $g_{ек} = 52$ г/(кВт·ч).

В схеме питания газозо-воздушной смесью цилиндров одного блока двигателя подвод газа в смеситель 3 осуществляется по трубе 9, а воздуха — через патрубок 1. Количество подаваемого газа регулируется дросселем, который жесткой тягой и передачей 8 связан с регулятором двигателя. Подача воздуха регулируется при помощи клапана, установленного в воздушном патрубке. Этот клапан посредством пружины 2 и рычага 4 соединен с тягами переключения 5 и 6.

При прикрытии газового дросселя в смесителе создается разрежение, под действием которого воздушный клапан, преодолевая натяжение пружины, приоткрывается, обеспечивая нужную подачу и количественную регулировку смеси на всех режимах работы двигателя. При работе двигателя только на жидком топливе газовый дроссель полностью перекрывается, ослабляется натяжение пружины 2 и обеспечивается необходимое наполнение воздушным цилиндром двигателя.

При работе двигателя по газожидкостному циклу топливный насос регулируется путем обеспечения равномерности подачи топлива по цилиндрам при малых дозировках. Топливный насос 7 двигателя В2-300 обычно регулируется так, чтобы разница в подачах двух любых секций не превышала 3—4% на максимальной мощности. Однако на режиме холостого хода неравномерность в подаче по секциям достигает 40%. Равномерная подача топливного насоса (при малых его подачах) при работе двигателя по газодизельному процессу обеспечивается специальным подбором деталей и перерегулировкой насоса.

Газодизель В2-450-ГД может работать на природном и попутном газе с присадкой жидкого топлива, а также на одном дизельном топливе, причем переход с одного топлива

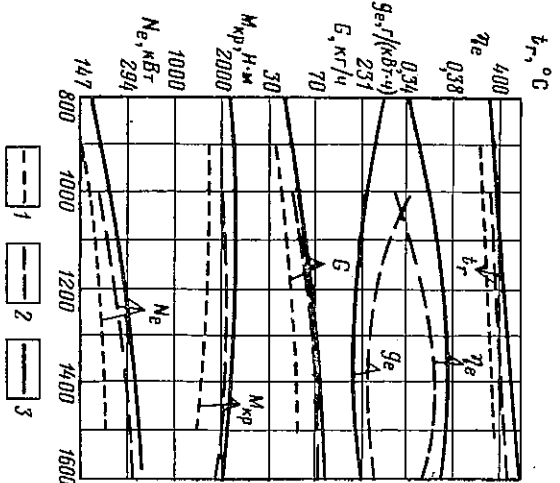


Рис. 17.19. Внешние характеристики дизелей В2-300 (1), В2-400 (2) и В2-450 (3)

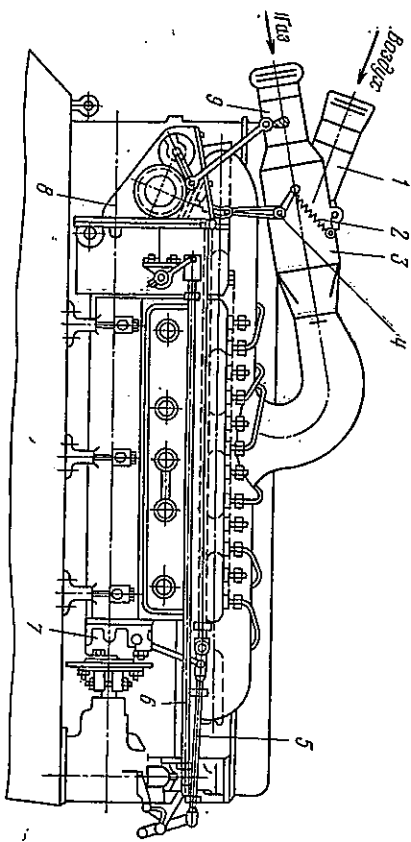


Рис. 17.20. Схема питания газом одного ряда цилиндров двигателя В2-300-ГД

на другое можно осуществлять во время работы двигателей без их остановки.

Показатели газодизеля В2-450-ГД следующие: эффективная мощность $N_e = 330$ кВт при 1600 об/мин, среднее эффективное давление при номинальной мощности $p_e = 0,65$ МПа, удельный расход газобразного g_{er} и жидкого $(g_{жз})$ — $g_{er} = 0,21$ м³/(кВт·ч), $g_{жз} = 33$ г/(кВт·ч).

В нефтяной и газовой промышленности для сжатия и перекачки природного и попутного газа широко используются газомотокомпрессоры 10ГКМ, 10ГКМА, 10ГКН, 10ГКНА. МК-8, ГМ-8 и ДР-12 (табл. 17.5).

Газомотокомпрессоры — это такие установки, у которых соединены в единый агрегат газовый двигатель и поршневой компрессор.

Технические данные газомотокомпрессоров

Таблица 17.5

Марка ГМК	Расположение и число цилиндров двигателя	Эффективная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Диаметр цилиндра двигателя, мм	Ход поршня двигателя, мм	Среднее эффективное давление, МПа	Газообмен	Пределы подачи, м ³ /ч
10 ГКМ, 10 ГКМА	V-10	735 300	355	356 0, 433	Без наддува	2 100—30 240		
10 ГКН, 10 ГКНА	V-10	1100 300	355	356 0, 651	С наддувом	5 500—125 000		
МК-8	P-8	2060 300	435	485 0, 789	То же	44 100—220 000		
ГМ-8	P-8	440 600	220	225 0, 671	»	2 850—18 500		
ДР-12	V-12	5500 330	508	508 0, 860	»	135 000—554 000		

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируются двигатели внутреннего строения?
2. Как маркируются двигатели внутреннего строения по ГОСТу?
3. Каковы схемы, принцип действия и рабочий процесс четырехтактного и двухтактного двигателей внутреннего строения?
4. Что является задачей теплового расчета ДВС?
5. Что такое среднее индикаторное давление и как оно определяется при проектировании и эксплуатации?
6. Каковы показатели экономичности двигателей внутреннего строения и как они определяются?
7. Как определяют основные размеры двигателей?
8. Каковы особенности рабочего процесса газовых двигателей?
9. Что такое «конвертивный» двигатель?
10. Что такое газодизель и каковы особенности его рабочего процесса?
11. Какие вредные выбросы с отработавшими газами имеют место при работе двигателей?
12. От чего зависит содержание вредных выбросов в отработавших газах двигателей?
13. Каковы вредные выбросы в атмосферу у дизелей и карбюраторных двигателей и какие существуют меры по их уменьшению?
14. Какие показатели характеризуют неустановившуюся нагрузку в бурении и транспорте газа и что они собой представляют?
15. Что представляют собой скоростные характеристики двигателей и как они получаются?
16. Какие показатели характеризуют устойчивость режима работы двигателей?
17. Какие двигатели внутреннего строения применяются в нефтяной и газовой промышленности и каковы их показатели?
18. Что представляет собой газомотокомпрессор (ГМК) и какие ГМК применяются в нефтяной и газовой промышленности?

Глава 18 ГАЗОТУРБИННЫЕ ДВИГАТЕЛИ

§ 1. Схема газотурбинной установки; основное и вспомогательное оборудование. Область применения

Рабочий процесс простейшей газотурбинной установки (ГТУ) и термодинамический цикл описаны в гл. 11 (рис. 18.1).

В газовой турбине расширяется поток горячих газов, а в компрессоре сжимается холодный воздух, поэтому мощность, развиваемая газовой турбиной, будет больше мощности, затрачиваемой на привод компрессора. Избыток мощности и представляет собой полезную (эффективную) мощность ГТУ. Эффективная мощность ГТУ N_e определяется из баланса мощностей

$$N_e, \text{ГТУ} = N_{г.г} - N_{в.к} - N_{т.н.} \quad (18.1)$$

где $N_{г.г}$, $N_{в.к}$, $N_{т.н.}$ — соответственно мощности газовой турбины, воздушного компрессора и топливного насоса.

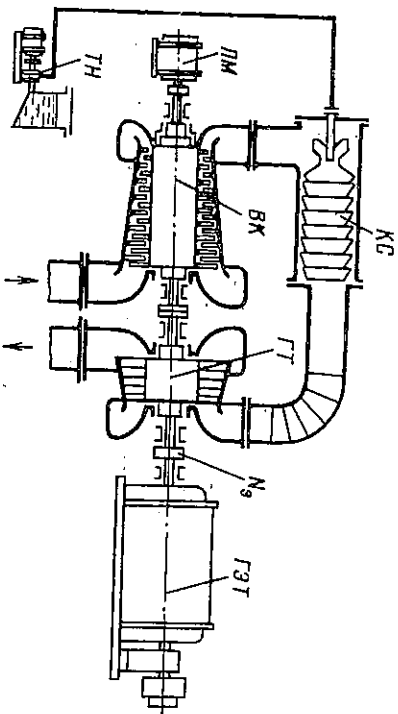


Рис. 18.1. Схема простейшей ГТУ:
ВК — раздушной компрессор; ГТ — газовая турбина; ГЭГ — генератор электрического тока; ТН — топливный насос; ТМ — пусковой электродвигатель; КС — камера сгорания

При сжигании в ГТУ жидкого топлива работа, затрачиваемая на его подачу, невелика и его можно пренебречь $N_{г. ГТУ} = N_{г.т} - N_{н.к.}$

В случае использования в качестве топлива природного газа из газопровода последнее слагаемое баланса мощности [см. уравнение (18.1)] также отсутствует.

Основными элементами ГТУ являются: компрессоры, роторы, камеры сгорания и газовые турбины.

В стационарных ГТУ для сжатия циклового воздуха применяют осевые компрессоры, в авиационных — центробежные. В этих компрессорах допускается высокая скорость потока, поэтому они приспособлены для нагнетания больших объемов воздуха. В связи с этим размеры их невелики, а частота вращения соответствует частоте вращения газовых турбин, что допускает работу их на одном валу. Важная особенность осевых компрессоров — сравнительно высокий к. п. д., достигающий 90%. Газовые турбины по конструктивному выполнению подобны паровым. В отличие от паровых турбин срабатываемый передаточный вал газовых турбин невелик, поэтому число ступеней газовых турбин меньше. Массовые и объемные расходы газа, протекающие через проточную часть, получаются большими. Это приводит к большой высоте лопаток, к повышению к. п. д. турбины и ограничению ее агрегатной мощности по условиям пропуска газа. Характерная особенность ГТУ — отсутствие регулирующих клапанов между компрессором и газовой турбиной, следовательно, нет и потери давления.

Высокая температура газов перед турбиной затрудняет ее использование и обуславливает применение жаропрочных сталей и сплавов. Особенно тяжелы условия работы лопаток газовой

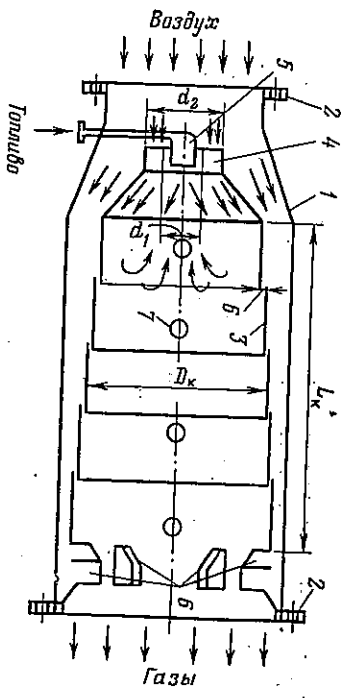


Рис. 18.2. Схема камеры сгорания:
1 — корпус; 2 — фланец; 3 — жаровая труба; 4 — регистр; 5 — распылитель; 6 — смеситель

турбины. Для понижения температуры лопаток и ротора их охлаждают. Вследствие этого может быть существенно повышена начальная температура газов перед турбиной (при тех же самых материалах), что приводит к значительному увеличению к. п. д. ГТУ.

Наиболее распространено воздушное охлаждение продувкой сжатым воздухом специальных каналов.

В настоящее время выпускаются газовые турбины мощностью от 1000 до $150 \cdot 10^3$ кВт.

В камере сгорания осуществляется подвод тепла к рабочему телу за счет сжатия топлива в потоке сжатого воздуха (рис. 18.2). Продукты сгорания на выходе из камеры сгорания должны иметь температуру, не превышающую $750-900^\circ\text{C}$. При этом в газах не должно быть сажи, частиц кокса, так как они вызывают загрязнение и эрозию проточной части газовой турбины.

При горении жидкого топлива и природного газа в ядре факела температура около 2000°C . Такую высокую температуру применяемые в газотурбостроении материалы выдержать не могут. Понижение температуры продуктов сгорания достигается путем охлаждения их относительно холодным воздухом. Для этой цели поток воздуха перед входом в камеру сгорания разделяется на два — первичного и вторичного воздуха. Первичный воздух (примерно $1/3$ суммарного количества) подается в зону горения, а вторичный протекает между жаровой трубой и кожухом и подмешивается постепенно по ходу к продуктам сгорания, снижая их температуру до заданной. По этой причине коэффициент избытка воздуха на выходе из камеры сгорания составляет для авиационных ГТУ $\alpha = 4-5$, для стационарных ГТУ $\alpha = 6-10$.

Для регенерации тепла в ГТУ применяют специальные теплообменные аппараты. Поверхности нагрева теплообменных аппаратов образуют большее число труб малого диаметра или волнообразные пластины. Между двумя волнистыми пластинами образуются каналы, по которым проходит нагреваемый воздух. С внешней стороны стенки этих каналов омываются обработанными газами газовых турбин.

В энергетике ГТУ получили пока небольшое применение. Перестройка топливного баланса страны на использование газа и мазута устраняет одну из причин, ограничивающих применение ГТУ в энергетике.

Применением соответствующих схем можно добиться экономичности ГТУ, не уступающей экономичности паросиловой установки. Доказана техническая возможность и экономическая целесообразность постройки ГТУ мощностью 600 МВт и выше.

Значительное увеличение экономичности ГТУ достигается использованием тепла отработавших газов для теплофикации. ГТУ применяют в металлургической промышленности, на железнодорожном и автомобильном транспорте, в качестве судовых двигателей. Широкое распространение ГТУ получили в нефтяной и газовой промышленности в качестве энергоприводов газоперерабатывающих агрегатов на компрессорных станциях магистральных газопроводов и силовых агрегатов буровых установок (табл. 18.1).

§ 2. Особенности использования газотурбинных установок при бурении нефтяных и газовых скважин

Несмотря на интенсивную электрификацию страны, в отдельных районах при бурении скважин, особенно разведочных, приходится использовать установки с дизельным приводом. Постоянное увеличение глубин бурения приводит к необходимости увеличивать установленную мощность силовых агрегатов, время на доставку и монтаж оборудования, стоимость установки и расходов на ее обслуживание.

Буровые установки в зависимости от конструкции и назначения могут быть оснащены различными видами силового привода. Современные установки оснащаются в основном приводом от электродвигателей и двигателей внутреннего сгорания. При этом в качестве последних используются поршневые ДВС и газотурбинные установки простейших схем.

Особенности бурения скважин предъявляют специфические требования к силовому приводу буровых установок: соответствующие мощности привода условным работам установок на всех стадиях проводки скважины, гибкость характеристики, надежность и экономичность двигателя. Под гибкостью характеристи-

Таблица 18.1
Характеристики отечественных газоперерабатывающих агрегатов с газотурбинным приводом на магистральных газопроводах (при температуре наружного воздуха $t_a = +15^\circ\text{C}$)

Показатели	ГТ-700-5	ГТ-750-6	ГТ-6-750	ГПА-Ц-6-3	ГТН-9-750	ГТК-10	ГТН-16	ГТК-25
Номинальная мощность, кВт	4250	6000	6000	6300	9000	10 000	16 000	26 000
Эффективный к. п. д., %	25	27	25	21	20	29	29	29
Температура газов перед ТВД, $^\circ\text{C}$	700	750	760	810	750	780	800	900
Расход воздуха перед осевой компрессор, т/ч	163	200	164	202	280	310	320	630
Соотношение давлений сжатия	3,9	4,6	6,0	7,8	4,6	4,4	11,5	12,5
Степень регенерации, %	70	70	0	0	0	70	0	0
Частота вращения турбин высокого давления, об/мин	5000	5200	6200	9300	4100	5200	6900	5560
Частота вращения турбин низкого давления, об/мин	5500	5300	6150	8200	5000	4800	6500	4340
Диапазон изменения частоты вращения силового вала, об/мин	4000—5800	3800—5600	4600—6400	6150—8500	3500—5000	3300—5000	5400—6800	3000—3900
Производительность нагнетателя, $10^6 \text{ м}^3/\text{сут}$	12,5	19,8	19	13	34	37	51	53
Конечное давление газа, МПа	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	7,6	7,5	7,6
Степень сжатия нагнетателя	1,24	1,25	1,27	1,45	1,2	1,33	1,25	1,45
К. п. д. нагнетателя, %	84	84	84	83	84,5	84	85	85
Номинальная частота вращения нагнетателя, об/мин	5000	5300	6150	8200	5000	4800	4600	4600
Масса, т:								
ГТУ	90,5	96	46,5	63	221,5	112	128	75
нагнетателя	22	22	20,0	7	25,8	28	35	36
ГПА	112,5	118	66,5	70	247,8	140	163	115
Удельная металлоемкость ГПА, кг/кВт	26,4	19,7	11,2	11,3	27,5	14	10	6,95

ки двигателя понимается способность привода автоматически или при участии обслуживающего персонала быстро приспособляться в процессе работы к изменению нагрузки и частоты вращения исполнительных механизмов, обеспечивая при этом наиболее полное использование установленной мощности. Гибкость характеристики принято оценивать коэффициентом собственной приспособляемости K_n , который характеризует приспособляемость двигателя к внешней нагрузке без применения каких-либо искусственных приспособлений и коренок передач.

Наряду с коэффициентом K_n характеристикой двигателя принято считать диапазон регулирования частоты вращения вала двигателя

$$R_0 = n_{\max}/n_{\min}, \quad (18.2)$$

где n_{\max} , n_{\min} — соответственно наибольшая и наименьшая частота вращения вала двигателя, при которой двигатель еще устойчиво работает.

Величины K_n и R_0 зависят от типа двигателя и характеризуют его возможности с точки зрения целесообразности использования в приводе буровых установок. Важное требование к приводу буровых установок — надежность силовых агрегатов. От эксплуатационной надежности силовых агрегатов зависит не только затраты на эксплуатацию их, но и в конечном итоге стоимость всех скважин.

Показателем экономичности привода буровых установок является удельный расход топлива. Для поршневых ДВС эта величина составляет 230—260 г/(кВт·ч), а для газотурбинных установок 330—410 г/(кВт·ч). Последние два показателя силового привода особенно важны для буровых установок, когда проводку скважины приходится вести в отдаленных и труднодоступных районах страны, куда доставка оборудования, топлива сопряжена порой с большими трудностями. Важным показателем привода является и относительная масса двигателя, приходящаяся на единицу мощности установки.

Пригодность двигателя того или иного типа для привода буровой установки определяется совокупностью его технико-экономических показателей, отвечающих требованиям технологии проводки скважин.

При выборе типа двигателя и схемы компоновки привода буровой установки учитывается весь цикл рабочих нагрузок, характер использования установленной мощности.

Как известно, процессы бурения и спуско-подъемных операций — процессы самостоятельные и технологически несоместимы, поэтому мощность, необходимая для производства операций, не сбалансирована. При турбинном и роторном бурении установленная мощность полностью используется лишь при подъеме инструмента с больших глубин. На подъем инстру-

мента с малых глубин используется лишь незначительная часть мощности. При роторном бурении и на прокачку жидкости на малых глубинах также далеко не полностью используется установленная мощность двигателей силового привода.

Требования к приводу обусловлены также и местом установки двигателя: на приводе буровой лебедки, роторного стола или насоса. Так, привод лебедки должен быть реверсивным, иметь хорошую приемистость, допускать изменение крутящего момента в диапазоне 1:4—1:10 и т. д. [8].

Применение специальных механизмов для вспомогательных операций при спуске и подъеме инструмента значительно уменьшает требования к приводу лебедки при реверсировании двигателя.

Требования к приводу стола ротора предусматривают высокую гибкость характеристики, изменение крутящего момента в диапазоне 1:4—1:3, реверсивность (при проведении довиальных работ) и т. д.

Характеристики существующих двигателей не удовлетворяют всем требованиям, предъявляемым к приводу исполнительных механизмов буровой установки. Поэтому, применяя искусственные средства, приближают требуемые характеристики с фактическими. В первую очередь это относится к приводу лебедки и ротора, для чего в их трансмиссиях используют многоскоростные коробки передач, турбоагрегаторы, турбо- и электромоторы и т. д.

Привод насосов не требует глубокого регулирования, поэтому искусственные средства приспособляемости здесь используются редко. При выборе типа двигателя для буровой установки рассматривают не только факторы, характеризующие сам двигатель, но и общую их мощность, число необходимых двигателей, частоту вращения валов, относительную массу двигателя, экономичность, средства приспособляемости, конструкцию, требования технологии бурения и т. д.

Из рабочей характеристики ГТУ (рис. 18.3) следует, что уменьшение частоты вращения вала исполнительного механизма увеличивает крутящий момент двигателя, т. е. между вращающим моментом M и частотой вращения имеется линейная зависимость. Максимального значения вращающий момент достигает при $n=0$.

Для двигателей типа АИ-23

$$K_n = M_{\text{кр. max}}/M_{\text{кр. ном}} = 2.2. \quad (18.3)$$

Соответствующий коэффициент у дизелей не превышает 1,5—1,6 с корректором подачи топлива.

Большое значение коэффициента K_n позволяет упростить конструкцию коробки скоростей без ухудшения внешних характеристик установки. Газовая турбина — типичный тяговый дви-

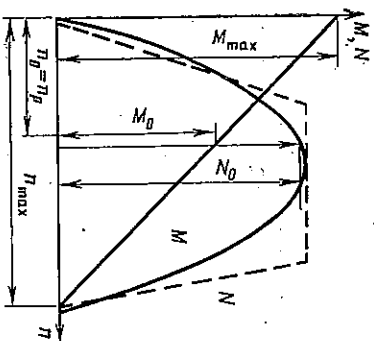


Рис. 18.3. Зависимость вращающего момента и мощности турбины от частоты вращения

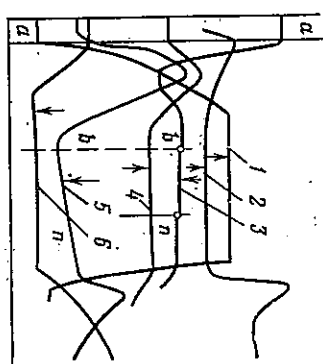


Рис. 18.4. Типовая оциллограмма подъема буровой колонны на одну свечу

гатель, она развивает максимальный момент при $n=0$, т. е. в начале подъема инструмента или прокручивания стола ротора.

На рис 18.4 представлена типовая оциллограмма подъема буровой колонны, полученная на двигателе АИ-23. Линия a — d соответствует включению шинно-пневматической муфты, частота вращения барабана лебедки при этом несколько снижается (линия 2). Линии 3 и 5 характеризуют взаимное изменение крутящего момента и частоты вращения свободной турбины. В частоте, когда в точках b и n вследствие увеличения диаметра навивки каната на барабан лебедки увеличивается крутящий момент, частота вращения силовой турбины несколько уменьшается. При этом у двухвалвных ГТУ не наблюдается заметного изменения частоты вращения турбины высокого давления (линия 6), что объясняется отсутствием механической связи между ТВД и ТНД. Линия 4 характеризует изменение температуры газов за ТВД или, что то же самое, на входе в турбину низкого давления в зависимости от изменения нагрузки на валу двигателя. Увеличение нагрузки несколько повышает температуру газов перед ТВД, но, как показывает опыт эксплуатации, это не может служить причиной отказа от использования ГТУ в подобных установках. График 1 отражает изменения давления в шинно-пневматической муфте. На рис. 18.4 стрелками указано направление отсчета изменения соответствующего параметра, характеризующего режим работы газотурбинной установки.

Газовая турбина на приводе буровых установок имеет по сравнению с дизельным видом привода небольшой срок эксплуатации. Однако есть все основания полагать, что число буровых установок с газотурбинными двигателями будет неуклонно возрастать.

Создание газотурбинных двигателей, специально приспособленных для работы на буровых установках, позволяет не только получить приемлемые мощностные характеристики ГТУ, но и создавать двигатель, не уступающий по своей экономичности дизельному приводу. Эффективность использования газотурбинного привода в буровых установках можно повысить не только за счет повышения экономичности самого двигателя (повышение температуры газов перед турбиной, применение регенерации теплоты отходящих газов или использование других теплотехнических мероприятий), но и в результате широкой утилизации отходящих газов турбины на нужды буровой установки в целом. В частности, теплота отходящих газов ГТУ может быть эффективно использована на отопление помещений буровой в осенне-зимний период эксплуатации, подогрев бурового раствора и т. п. Если принять во внимание, что газовая турбина может работать практически на любом промышленном виде топлива, то сочетание этого условия с возможностью концентрации большой мощности в одном агрегате делает использование газовых турбин в буровых установках весьма перспективным.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные элементы ГТУ. Каково их назначение?
2. Какие ГТУ применяются на КС для транспорта газа и каковы их показатели?
3. Какие особенности должны иметь ГТУ при использовании их для бурения нефтяных и газовых скважин?

§ 1. Классификация теплосиловых установок

Теплосиловыми установками называются технические сооружения, предназначенные для превращения химической энергии топлива, атомной энергии в работу (механическую, электрическую) и тепло.

Выработка электрической энергии осуществляется на станциях, которые в зависимости от вида первичной преобразуемой энергии носят специальные наименования. Станции, где химическая энергия топлива преобразуется в электрическую, называются *тепловыми электрическими* (ТЭС); где потенциальная энергия воды преобразуется в электрическую — *гидростанциями* (ГЭС); где атомная энергия преобразуется в электрическую — *атомными электрическими станциями* (АЭС).

Использование энергии ветра, солнечной энергии, энергии подземных недр, энергии приливов и отливов не имеет широкого практического применения.

В настоящее время в нашей стране вырабатывается электроэнергии более 75% на ТЭС, 11% на ГЭС, ≈11% — на АЭС. Преимущества ТЭС по сравнению с ГЭС заключаются в значительно меньших капитальных затратах и сроках сооружения, в возможности получения и отпуска потребителям не только электроэнергии, но и теплоносителя в виде горячей воды и пара.

Правда, при сооружении ГЭС одновременно решаются и важные народнохозяйственные задачи орошения земель и улучшения речного судоходства. К тому же и себестоимость электроэнергии, получаемой на ГЭС, ниже, чем на ТЭС.

Тепловые электрические станции по виду теплового двигателя для классифицируются следующим образом: паротурбинные ТЭС, на которых основными тепловыми двигателями являются паросиловые установки, а в качестве расширительной машины используется паровая турбина; газотурбинные ТЭС, где в качестве теплового двигателя применяется газотурбинная установка, а расширительной машиной является газовая турбина; парогазовые и комбинированные ТЭС, на которых объединены паротурбинные и газотурбинные установки в одной технологической схеме; тепловые электрические станции с поршневыми двигателями внутреннего сгорания; тепловые электрические станции

с паросиловыми (паротурбинными) установками и МГД генераторами.

Основным тепловым двигателем на современной ТЭС является паротурбинная установка. В нефтяной и газовой промышленности применяются теплосиловые установки: паротурбинные на нефтезаводских теплоэлектростанциях и в энергоседах, с поршневыми и газотурбинными двигателями внутреннего сгорания на компрессорных станциях, на нефтяных и газовых промыслах в качестве энергопривода ГПА и силовых агрегатов буровых установок.

По виду отпускаемой энергии различают следующие группы теплосиловых установок.

Силовые установки вырабатывают электрическую или механическую энергию. На ТЭС, отпускаящих только электрическую энергию, установлены паровые турбины с конденсацией отработавшего пара при низкой температуре и глубоком вакууме; эти ТЭС называют конденсационными электрическими станциями (КЭС) или государственными районными электрическими станциями (ГРЭС), которые снабжают электроэнергией определенный экономический район. К этой же группе установок относятся ГПА с тепловыми двигателями в качестве энергопривода, силовые агрегаты буровых установок и т. д.

Тепловые установки вырабатывают горячую воду или водяной пар для производственных и отопительных целей.

Смешанные установки производят и отпускают электрическую энергию, горячую воду и водяной пар. Электрические станции, снабжающие потребителей электроэнергией, горячей водой и водяным паром, называют теплоэлектротрентральными (ТЭЦ); эти станции могут быть паротурбинными, газотурбинными, парогазовыми и т. д. Сюда относятся ГПА и силовые агрегаты буровых установок с утилизацией тепла отработавших газов.

Теплосиловые установки могут классифицироваться и по другим признакам, например, по виду сжигаемого топлива, начальным параметрам пара и т. д.

Тепловые электрические станции по начальным параметрам пара делятся на три группы: станции низкого ($p_1 = 3,5 - 4$ МПа), высокого ($p_1 = 9 - 13$ МПа) и сверхкритического давления ($p_1 = 24$ МПа и более).

§ 2. Схемы и особенности теплосиловых установок

В качестве примера силовых установок могут быть рассмотрены схемы КЭС и ГПА (рис. 19.1). Перетертый пар, получаемый в парогенераторе 1 с начальными параметрами состояния p_1 и t_1 , поступает в паровую турбину 2, где расширяется до давления p_2 в конденсаторе 4. Работа, получаемая при расширении

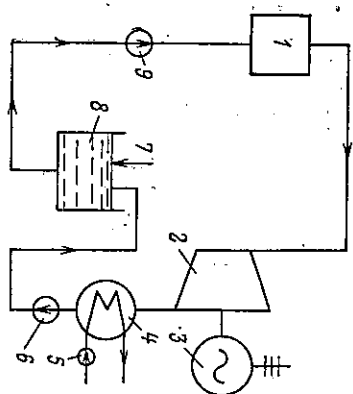


Рис. 19.1. Схема конденсационной электрической станции

пара в турбине, затрачивается на привод электрического генератора 3; вырабатываемый электрогенератором электрический ток используется потребителями. Отработавший в турбине пар конденсируется в конденсаторе; теплоты конденсации пара передается охлаждающей воде, подаваемой в конденсатор циркуляционным насосом 5. Конденсатный насос 6 подает конденсат в питательный бак 8, куда поступает также добавочная химически очищенная вода 7. Питательный насос 9 из бака 8 подает воду в парогенератор 1.

К. п. д. такой установки 40%; оставшая часть химической энергии топлива представляет собой тепловые потери. К основным потерям относятся потери теплоты с охлаждающей водой и потери в парогенераторе.

На установках ГПА с поршневыми ДВС и газотурбинными двигателями получаемая работа теплового двигателя используется для привода исполнительных механизмов — поршневых или центробежных компрессоров.

К. п. д. ГПА с поршневыми двигателями внутреннего сгорания равен примерно 35%. Такой же к. п. д. могут иметь ГПА с газотурбинными двигателями с регенерацией тепла отработавших газов и с температурой газов перед турбиной около 1000 °С. Основными тепловыми потерями таких установок являются потери теплоты с отработавшими газами и охлаждающей водой.

При добыче нефти на нефтяных месторождениях для повышения нефтеотдачи широко применение получили термические способы воздействия на пласт. Для этой цели в нефтяной пласт нагревается водяной пар или горячая вода. Водяной пар и горячую воду получают на специальных тепловых установках.

В тепловой передвижной парогенераторной установке ППГУ-4/120 (рис. 19.2) вода из емкости исходной воды 1 при температуре не ниже 5 °С сетевым насосом 2 подается в теплообменник 3, где подогревается. Затем вода поступает в блок химической очистки (ХВО) 4 и в емкость умягченной воды 5. Очищенная вода из блока ХВО насосом 6 подается в деаэрационный высокого давления 7. Здесь вода освобождается от растворенных в ней газов, нагреваясь до температуры 170 °С. Подогрев уровня воды в деаэраторе поддерживается регулятором питания. Для обеспечения устойчивости бескавитационной работы бустерного насоса 9 между деаэратором и указанным насосом уста-

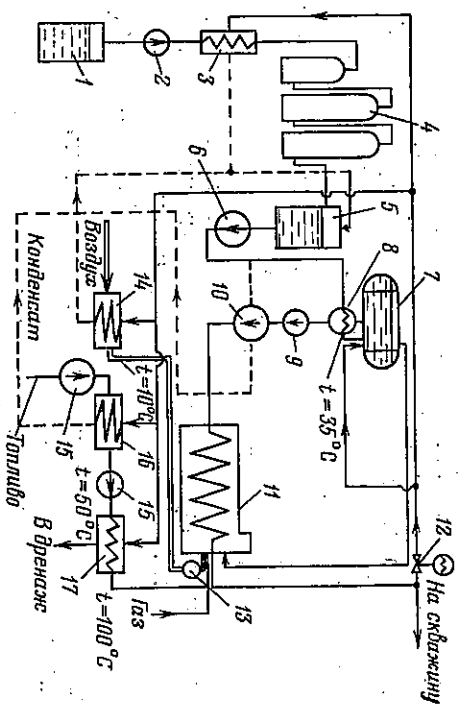


Рис. 19.2. Технологическая схема передвижной парогенераторной установки ППГУ-4/120

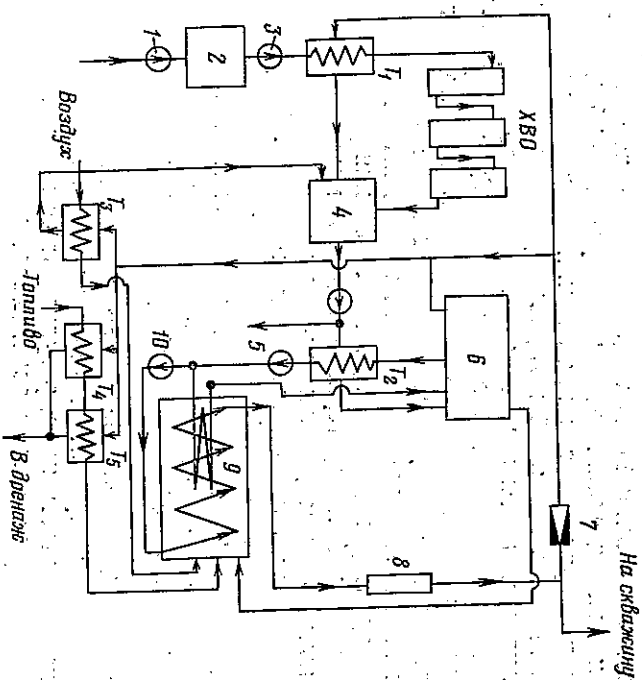


Рис. 19.3. Технологическая схема парогенераторной установки УПГ-9/120

исаген теплообменник 8, в котором деаэрированная вода охлаждается на 8—10 °С. Вода из бустерного насоса под давлением 0,9 МПа и при температуре 160 °С поступает во всасывающую линию питательного насоса 10, который подает ее в змеевик прямого парогенератора 11.

Выходящий из котельного агрегата влажный насыщенный пар со степенью сухости $x=80\%$ подается на дроссельное устройство 12 и на скважину.

Пар низкого давления 0,8—0,9 МПа, используемый на собственные нужды парогенераторной установки (для подогрева воды, топлива и воздуха), получается путем пропуска некоторого количества пара высокого давления через дроссельное устройство 12.

В парогенераторе установки в качестве топлива используется сырая нефть.

Жидкое топливо и воздух перед подачей их в топку подогреваются в теплообменнике 14 и в теплообменниках I и II ступеней 16, 17. Подачу воздуха в топку осуществляют вентиляторы 13, а топлива — насосами 15.

В парогенераторной установке УПТ-9/120 (рис. 19.3) вода из промыслового водопровода при температуре не ниже +5 °С сетевыми насосами 1 подается в бак исходной воды 2, из которого она забирается насосами 3 блока ХВО и прокачивается через теплообменник 7. В теплообменнике вода подогревается паром низкого давления до температуры 20—35 °С. Затем она поступает на фильтры водоподготовки, где подвергается очистке от механических примесей и глубокому умягчению. После ХВО вода сливается в бак химически очищенной воды 4, откуда через теплообменник деаэрированной воды 72 и регулятор питания подается в деаэратор высокого давления 6. Здесь вода освобождается от растворенных в ней газов, нагреваясь до температуры 170 °С. Положение уровня воды в деаэраторе поддерживается регулятором питания. Для обеспечения устойчивой бескавитационной работы бустерного насоса 5 между деаэратором и указанным насосом установлен теплообменник 72, в котором деаэрированная вода охлаждается на 8—10 °С, а очищенная вода нагревается до 40 °С.

Вода из бустерного насоса под давлением 0,9 МПа с температурой 160 °С поступает во всасывающую линию питательного насоса 10, который подает ее в змеевики парогенератора 9.

Выходящий из котельного агрегата влажный насыщенный пар со степенью сухости $x=80\%$ подается на влагомер 7, где измеряют влажность пара, регулируют ее путем изменения расхода топлива в парогенераторе. Далее насыщенный пар поступает на скважину.

Пар низкого давления 0,8—0,9 МПа, используемый для со-

ственных нужд парогенераторной установки (для подогрева воды, топлива и воздуха), получается путем пропуска некоторого количества пара высокого давления 6,0—12,0 МПа через дроссельное устройство 8.

В парогенераторе установки в качестве топлива используют сырую нефть (основное), попутный газ (резервное) и дизельное топливо (пусковое).

Жидкое топливо и воздух перед подачей их в топку подогреваются в теплообменниках I и II ступеней 74 и 75 и в калорифере 73.

Коэффициент использования тепла парогенераторных установок колеблется от 70 до 80%. Основными потерями являются потери тепла с уходящими газами и от химической неполноты сгорания.

Для получения больших количеств горячей морской воды (15 000 м³/сут) с целью закачки ее в пласт используют промышленную нагревательную установку (рис. 19.4). Исходная морская вода при температуре 20 °С и давлении 0,3 МПа поступает на установку и разделяется на два потока. Первый поток проходит через поверхностный пароводяной подогреватель 16 и нагревается до 40 °С, поступает в выпарной аппарат 14, где нагревается до 100 °С; при этом часть воды упаривается в выпарном аппарате. Частично упаренная морская вода, пройдя отстойники 13 и 10а, поступает в буферный бак 6. Второй поток, пройдя поверхностный пароводяной подогреватель 12, поступает в контактный конденсатор-подогреватель 11, где от смещения с большей частью вторичного пара нагревается до температуры 100 °С. Из конденсатора-подогревателя горячая вода поступает в отстойник 10б и в буферный бак 6, где оба потока объединяются. Из буферного бака горячая морская вода подается насосами 7 в напорные механические фильтры 9, в которых очищается, а затем высоконапорными насосами 8 при давлении не ниже 10 МПа подается в распределительную сеть для нагнетания в нефтяные горизонты.

Морская вода подогревается паром, получаемым из перегретой котловой воды в самонагревателях 15. Перегретая котловая вода поддается в водогрейном котле ПТВМ-1. Грелый пар из самонагревателей поступает в отсеки межтрубного пространства камеры выпарного аппарата 14. При температуре 104 °С образовавшийся конденсат в отсеках греющей камеры выпарного аппарата с помощью насосов 4, 5 отводится в бак котловой воды 3 и насосами 2 подается в водогрейный котел, в бак поступает также оставшаяся вода из последней ступени самонагревателя.

Вторичный пар, получаемый в выпарном аппарате, используется для предварительного подогрева морской воды в теплообменниках 16 и 12 и в конденсаторе-подогревателе 11. Конден-

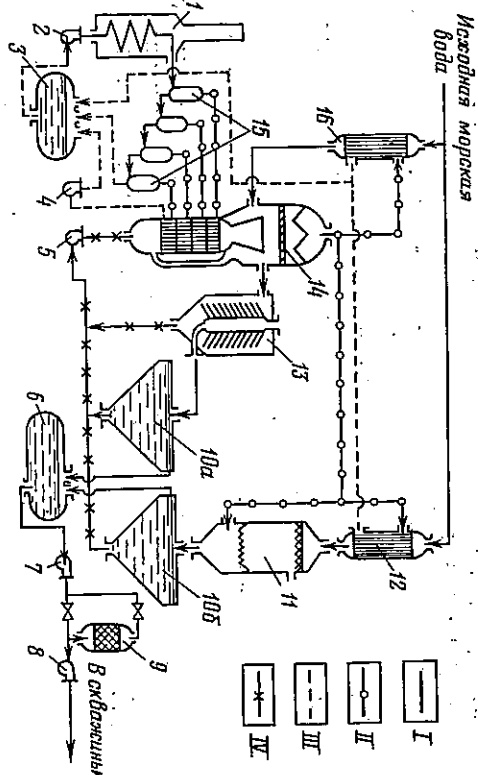


Рис. 19.4. Схема промышленной нагревательной установки:
I — морская вода; II — пар; III — конденсат; IV — заправка

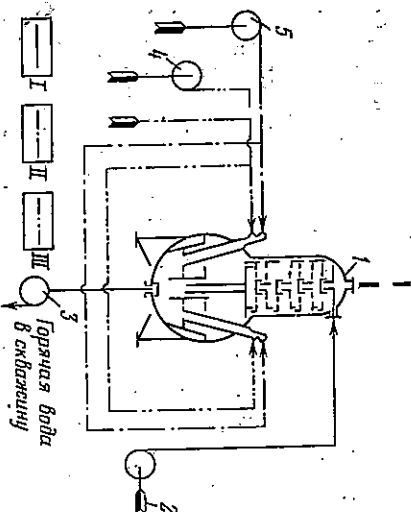


Рис. 19.5. Схема блока нагревательной установки с горелками погружного горения:
I — вода; II — газ; III — воздух

сат вторичного пара, образовавшийся в поверхностных подогревателях, используется для подпитки водогрейного котла.

Коэффициент использования тепла нагревательной установки на частичных режимах лежит в пределах 60—70%. Основными потерями являются потери тепла с уходящими газами, от химической неполноты сгорания и от внешнего охлаждения.

Для получения горячей морской воды часто используют нагревательные установки с аппаратами погружного горения (рис. 19.5). Морская вода насосами 2 подается в колонку кон- тактного теплообмена 1. Здесь вода, перетекая с тарелки на тарелку, разбрызгивается и контактирует с уходящими продуктами сгорания, охлаждая их. Газ и воздух компрессорами 4 и 5 подаются в горелки аппарата погружного горения. Нижняя

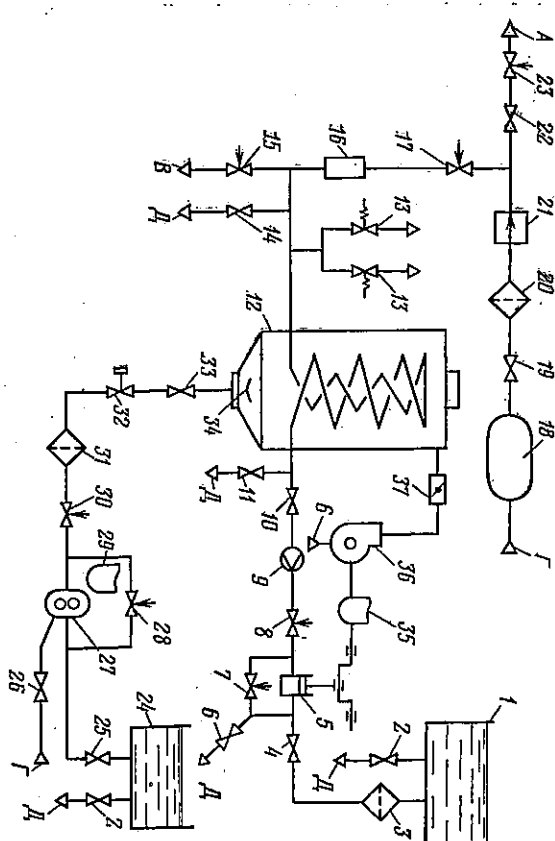


Рис. 19.6. Технологическая схема передвижной парогенераторной установки ППГА-1200/100:

4 — пар к потребителю; 5 — воздух к вентилятору; 6 — пар в емкость для подогрева воды; 7 — сжатый воздух от компрессора; 8 — слив (пренаж); 9 — емкость для воды; 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37 — пробковый прокладочный муфтовый кран; 3 — фильтр воздушный; 4 — питательный насос; 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37 — расширитель; 17 — регулирующий вентиль; 18 — ресивер; 20 — воздушный фильтр; 24 — топливный бак; 26 — запорный кран; 27 — топливный насос; 28, 30 — регулирующий вентиль; 29, 35 — коробка отбора мощности; 31 — топливный фильтр; 32 — отсечной клапан; 34 — горелочное устройство; 36 — вентилятор; 37 — шибера заостровка

часть горелок находится под уровнем воды; продукты сгорания, выходя из горелок, барботируются, образуя с нагреваемой жидкостью пенящуюся массу с большой поверхностью соприкосновения между газом и жидкостью; это приводит к интенсивному теплообмену. Нагретая морская вода насосом высокого давления 3 подается в нагревательные скважины.

Коэффициент использования тепла установок погружного горения очень высок и достигает 95—98%.

Передвижные парогенераторные установки ППГА-1200/100, применяемые для деаэрафикации подземного и наземного оборудования, с 1978 г. выпускают взамен снятых с производства установок ППГА-3М.

В парогенераторной установке (рис. 19.6) питательная вода из емкости 1 самотеком через фильтр 3 поступает на прием питательного насоса высокого давления 5 и далее подается в парогенератор 12. С помощью регулирующего вентиля 7 часть потока направляют во всасывающую линию, регулируя расход воды. Обратный клапан 10 предотвращает попадание

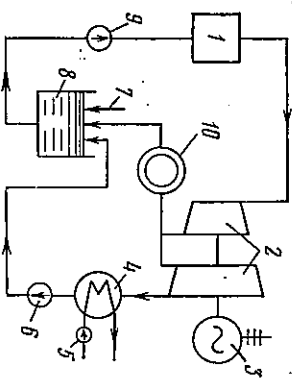


Рис. 19.7. Схема ТЭЦ с промежуточным отбором пара

горелочное устройство 34. Расход топлива регулируют вентилем 28, сбрасывающим часть топлива во всасывающую линию нагсоса. Воздух поступает в горелочное устройство от вентилятора 36 через шиберную заслонку 37. Системы трубопроводов дренажируются как сливом через запорную арматуру 2, 6, 11, 26, так и подачей сжатого воздуха из ресивера 18.

Привод питающего насоса 5, топливного насоса 27 и вентилятора 36 осуществляется от типового двигателя автомобиля через коробки отбора мощности 29 и 35. Установка снабжена необходимой системой автоматического контроля защиты и сигнализации.

Смешанные установки, отпускающие потребителям электрическую энергию, пар и горячую воду, благодаря высокому значению коэффициента использования тепла (60—70%) получили широкое распространение в народном хозяйстве. Принципиальные схемы ТЭЦ могут быть различными (с промежуточным отбором пара, с противодавлением и др.).

Схема ТЭЦ с промежуточным отбором пара (рис. 19.7) отличается от ранее рассмотренной схемы КЭС тем, что в паровой турбине не весь пар расширяется до противодавления в конденсаторе, а часть пара между ступенями расширения турбины отбирается и подается потребителю технологического пара 10. Остальные элементы схемы, их назначения и обозначения те же, что и на схеме КЭС рис. 19.1.

На компрессорных станциях магистральных газопроводов получают распространение ПГА с утилизацией тепла отработавших газов (рис. 19.8). На этих установках работа теплового двигателя используется для привода центробежного компрессора 3, обеспечивающего транспортировку природного газа по газопроводу, а отработавшие газы поступают в котел-утилизатор 7, где получается горячая вода или пар, используемые на собственные нужды и нужды поселка 9. Коэффициент использования тепла таких установок достигает 74—78%.

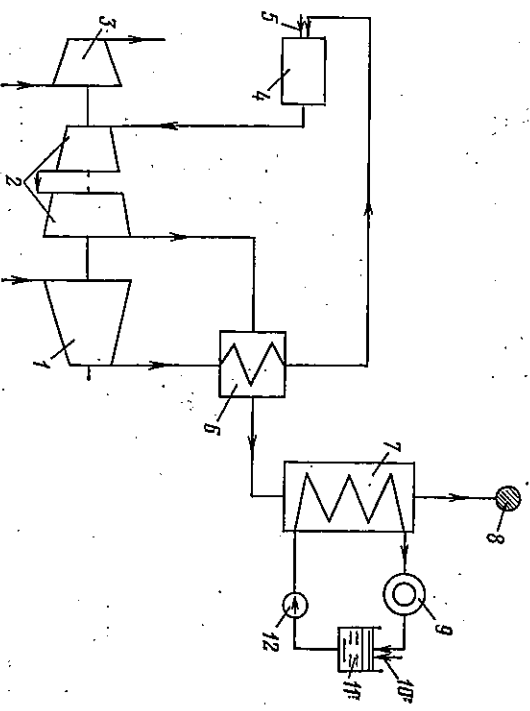


Рис. 19.8. Схема газотурбинного ПГА с утилизацией тепла отработавших газов: 1 — осевой компрессор; 2 — газовые турбины ТВД и ГНД; 3 — центробежный нагреватель газа; 4 — камера сгорания; 5 — подача топлива; 6 — реверсатор; 7 — котел утилизатор; 8 — выход газа; 9 — потребитель теплоты; 10 — доводная вода; 11 — бак питающей воды; 12 — питающий насос

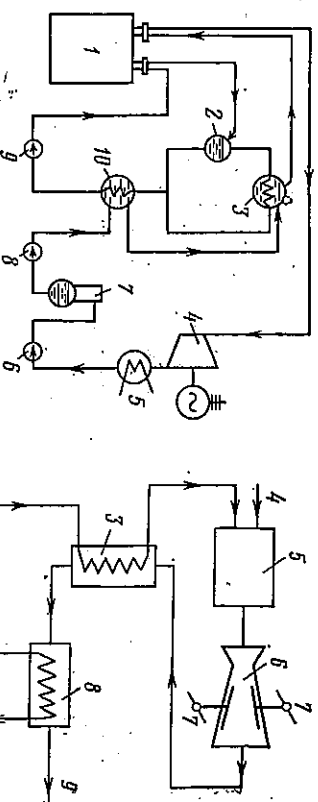


Рис. 19.9. Двухконтурная схема крупных АЭС

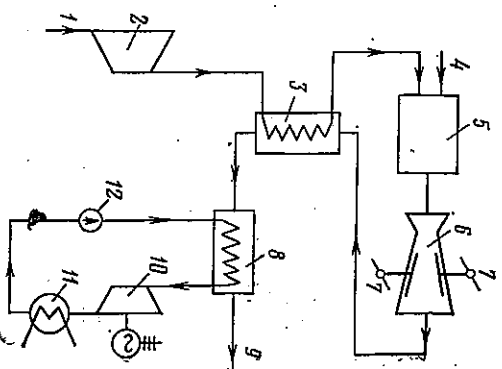


Рис. 19.10. Схема теплосилового установкой открытого цикла с МГД генератором

В настоящее время в СССР и во многих других странах мира работает и строится большое число атомных электрических станций (АЭС). Относительная доля вырабатываемой на АЭС электроэнергии непрерывно возрастает. Атомные электрические станции представляют собой также теплосиловые установки, источником теплоты в которых является энергия, образующаяся в процессе деления ядер урана. Рабочим телом на АЭС является водяной пар. В зависимости от того, получается ли пар в специальном парогенераторе или непосредственно в реакторе, различают двухконтурные или одноконтурные схемы АЭС. На рис. 19.9 приведена двухконтурная схема крупных АЭС СССР. Циркуляция теплоносителя во втором контуре осуществляется следующим образом. Пар перегревается в реакторе 1 и поступает в паровую турбину 4, где расширяется; получается работа, используемая для привода электродвигателя. Затем пар направляется в конденсатор 5, конденсируется, и вода конденсатным насосом 6 подается в деаэрактор 7. Из деаэратора вода питательными насосами 8 подается в подогреватель 10 и в парогенератор 3. В парогенераторе вода испаряется за счет охлаждения теплоносителя первого контура и насыщенный пар поступает в реактор, где перегревается. Первый контур включает также сепаратор 2 и циркуляционные насосы 9. Такие АЭС в зависимости от параметров состояния перегретого пара имеют к. п. д. более 35%.

В последние годы в СССР и в других странах ведутся интенсивные работы по созданию теплосиловых установок с магнитогидродинамическими (МГД) генераторами. В МГД генераторах осуществляется непосредственное преобразование тепла в электрическую энергию.

Теплосиловые установки с МГД генераторами могут быть выполнены по схеме открытого цикла и замкнутого цикла.

В теплосиловых установках с МГД генераторами открытого цикла (рис. 19.10) атмосферный воздух 1 компрессором 2 подается в воздухоподогреватель 3, где подогревается и поступает в камеру сгорания 5, куда подается и топливо 4. Ионизированные при высокой температуре продукты сгорания проходят с большой скоростью через МГД генератор (соленоид 6). В МГД генераторе ионизированные газы пересекают магнитное поле, образованное специальной магнитной системой. В потоке газа возбуждается э. д. с. С помощью помещенных вдоль потока электродов снимается и отводится во внешнюю цепь 7 постоянный электрический ток.

Продукты сгорания на выходе из МГД генератора имеют очень высокую температуру, более 2000 °С; для их охлаждения и подогрева воздуха они поступают в регенеративный воздухоподогреватель 3. На выходе из воздухоподогревателя продукты сгорания имеют еще высокую температуру. Затем продукты со-

горания поступают в парогенератор 8, где охлаждаются до температуры порядка 150 °С и выбрасываются в атмосферу 9. В парогенераторе получается водяной пар, который подается в паровую турбину 10, где расширяется, получается работа, используемая для привода электродвигателя. Отработавший в турбине пар поступает в конденсатор 11, конденсируется и вода питательным насосом 12 подается в парогенератор.

Если будет обеспечено получение параметров состояния водяного пара перед турбиной — при давлении 24,5 МПа, температуре 570 °С и давлении в конденсаторе 4 кПа, то к. п. д. такой теплосиловой установки с МГД генератором будет превосходить 50%.

§ 3. Расход топлива, пара и теплоты в теплосиловых установках; технико-экономические показатели

Часовой расход топлива в любой теплосиловой установке определяется из уравнения теплового баланса, составленного для этой установки

$$B Q_p \eta_{r,y} = 3600 N_e \text{ кДж/ч; } \quad (19.1)$$

$$B = \frac{3600 N_e}{Q_p \eta_{r,y}},$$

где B — часовой расход топлива, кг/ч; N_e — эффективная мощность теплосиловой установки (теплового двигателя), кВт; Q_p — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{r,y}$ — к. п. д. теплосиловой установки.

Часовой расход условного топлива можно найти из того же уравнения (19.1), если вместо Q_p натурального (рабочего) топлива подставить значение теплоты сгорания (19.1) условного топлива, равное 29 300 кДж/кг, или по формуле (14.9)

$$B_y = \frac{3600 N_e}{29\,300 \eta_{r,y}} = 0,123 \frac{N_e}{\eta_{r,y}}, \quad (19.2)$$

Удельный расход топлива (19.3) — это расход топлива на единицу выработанной или отпущенной энергии

$$b = \frac{B}{\dot{Q}} = \frac{B}{N_e} = \frac{3600}{Q_p \eta_{r,y}} \text{ кг/(кВт·ч); } \quad (19.3)$$

$$b_y = \frac{B_y}{\dot{Q}} = \frac{B_y}{N_e} = \frac{0,123}{\eta_{r,y}} \text{ кг/(кВт·ч); } \quad (19.4)$$

где \dot{Q} — количество выработанной или отпущенной энергии за t часов, кВт·ч.

Если в уравнениях (19.3) и (19.4) подставить количество выработанной энергии (\dot{Q}), то в уравнениях входит к. п. д. установ-

ки «брутто» $\eta'_{г.у}$ и получают удельный расход топлива «брутто». Если же в эти уравнения подставляется количество отпущенной энергии \mathcal{E} , то в уравнения входят к. п. д. установки «нетто» $\eta''_{г.у}$

$$\eta'_{г.у} \leq \eta''_{г.у}. \quad (19.5)$$

Экономичность теплосиловых установок различных типов сопоставляется по значениям к. п. д. «нетто» $\eta''_{г.у}$.

Часовой расход пара в паросиловой установке определяется из уравнения теплового баланса

$$D(h_1 - h_2) \eta_e = 3600 N_e \text{ кДж/ч}; \quad (19.6)$$

$$D = \frac{3600 N_e}{(h_1 - h_2) \eta_e},$$

где D — часовой расход пара в паросиловой установке, кг/ч; N_e — эффективная мощность парового двигателя, кВт; h_1 — энтальпия пара, поступающего в паровой двигатель, кДж/кг; h_2 — энтальпия конденсата при конечном давлении пара на выходе из двигателя, кДж/кг; η_e — эффективный к. п. д. парового двигателя.

Удельный расход пара, т. е. расход на единицу выработанной или отпущенной энергии

$$d_p = \frac{D}{N_e} = \frac{3600}{(h_1 - h_2) \eta_e} \text{ кг/(кВт·ч)}. \quad (19.7)$$

Удельный расход тепла в теплосиловой установке, т. е. расход на единицу выработанной или отпущенной энергии

$$g_e = b Q_{г.р} = 29.300 b_p = d_p (h_1 - h_2) \text{ кДж/(кВт·ч)}. \quad (19.8)$$

Если в формулу (19.8) подставить значения удельных расходов натурального и условного [см. уравнения (19.3) и (19.4)] топлива, а также значения удельного расхода пара (19.7), то получим следующее уравнение удельного расхода тепла:

$$g_e = \frac{3600}{\eta'_{г.у}} \text{ кДж/(кВт·ч)}. \quad (19.9)$$

Для ТЭЦ в соответствии с двумя видами вырабатываемой и отпускаемой продукции применяются два частных к. п. д.

К. п. д. ТЭЦ «брутто» по выработке электрической энергии и теплоты определяются по формулам

$$\eta'_{эл} = \frac{\mathcal{E}_{год}}{B_{эл.год} Q_{г.р}}; \quad (19.10)$$

$$\eta'_{теп} = \frac{Q_{от.год}}{B_{теп.год} Q_{г.р}}, \quad (19.11)$$

где $\mathcal{E}_{год}$, $Q_{от.год}$ — годовая выработка электрической энергии и количества теплоты, кДж; $B_{эл.год}$ — годовой расход топлива на выработку электрической энергии, кг; $B_{теп.год}$ — годовой расход топлива на выработку количества теплоты для внешних потребителей, кг.

Формулы (19.10) и (19.11) пригодны для определения к. п. д. при любом отрезке времени.

К. п. д. ТЭЦ «нетто» по отпуску электрической энергии и количества теплоты определяются по уравнениям

$$\eta''_{эл} = \frac{\mathcal{E}_{от.год}}{(B_{эл.год} - B_{эл.год}) Q_{г.р}}; \quad (19.12)$$

$$\eta''_{теп} = \frac{Q_{от.год}}{(B_{теп.год} + B_{эл.год}) Q_{г.р}}, \quad (19.13)$$

где $B_{эл.год}$ — годовой расход топлива на выработку электроэнергии для собственных нужд, потребляемой в связи с отпуском количества теплоты от ТЭЦ, кг.

Полный годовой расход топлива на ТЭЦ равен сумме годового расхода топлива, затраченного на выработку электрической энергии и количества теплоты $B_{год} = B_{эл.год} + B_{теп.год}$. Удельный расход условного топлива на ТЭЦ на выработку 1 МДж и 1 кВт·ч электрической энергии

$$b_{эл.у} = \frac{10^6}{\eta'_{эл} \cdot 29.300} \approx \frac{0.0343}{\eta'_{эл}} \text{ кг/МДж}; \quad (19.14)$$

$$b_{г.у} = \frac{3600}{\eta'_{теп} \cdot 29.300} \frac{0.123}{\eta'_{эл}} \text{ кг/(кВт·ч)}. \quad (19.15)$$

Удельный расход условного топлива на ТЭЦ на выработку 1 ГДж тепла

$$b_{теп.у} = \frac{10^6}{\eta'_{теп} \cdot 29.300} \approx \frac{34.3}{\eta'_{теп}} \text{ кг/ГДж}. \quad (19.16)$$

На крупных КЭС удельный расход топлива составляет 0.3—0.4 кг/(кВт·ч), для ТЭЦ он снижается до 0.2—0.25 кг/(кВт·ч).

Себестоимость вырабатываемой энергии зависит от суммарных годовых затрат, связанных с ее получением. Суммарные затраты разделяются на постоянные, не зависящие от количества вырабатываемой энергии, и на переменные.

К постоянным годовым расходам относятся оплата обслуживающего персонала (10—15% всех затрат), отчисления на амортизацию оборудования и строительных сооружений (10—

Значения предельной кратности нагнетания горячей воды при $\eta_{гс}=0,85$

Изменение температуры воды при подогреве, °C	Изменение давления при нагнетании, МПа		
	5	10	20
50	128	122	110
100	66	64	61
150	44	44	42
200	34	33	32

15% общих расходов) и прочие расходы, связанные с охраной труда, хозяйственными расходами и т. п.

Годовые расходы на топливо и вспомогательные материалы относятся к переменным; эти расходы меняются почти пропорционально количеству вырабатываемой энергии.

Себестоимость электроэнергии, вырабатываемой и отпускаемой на КЭС, определяется по уравнениям

$$C_{\text{выр}} = \frac{S_{\text{кэс}}}{Z_{\text{выр, год}}} \cdot 10^3 \text{ коп/(кВт·ч)}; \quad (19.17)$$

$$C_{\text{от}} = \frac{S_{\text{кэс}}}{Z_{\text{отп, год}}} \cdot 10^3 \text{ коп/(кВт·ч)}, \quad (19.18)$$

где $S_{\text{кэс}}$ — годовые эксплуатационные расходы, руб.

На ТЭЦ суммарные годовые затраты делятся на две части — одна часть затрат относится на отпущенную электрическую энергию, другая часть затрат относится на отпущенное внешним потребителям количество теплоты.

Себестоимость электрической энергии на крупных ТЭС изменяется в пределах 0,4—0,8 коп/(кВт·ч) в зависимости от удельного расхода топлива, цены топлива и удельных капитальных затрат. Увеличение мощности ТЭЦ и применение дешевых видов топлива позволяет снизить себестоимость до 0,2—0,3 коп/(кВт·ч). Себестоимость тепла на ТЭЦ составляет 0,5—0,05 коп. на 1 ГДж.

Коэффициент использования теплоты системы нагнетания теплоносителей в пласт для повышения нефтеотдачи есть величина отношения количества теплоты $Q_{\text{плот}}$, используемого для нагревания пластовой системы (пласт жидкости и газ, его заполняющий), к располагаемому количеству теплоты $BQ_{\text{нр}}$

$$\eta_{гс} = Q_{\text{плот}} / BQ_{\text{нр}}. \quad (19.19)$$

Чем больше величина $\eta_{гс}$, тем выше энергетическая эффективность системы нагнетания пара или горячей воды.

Удельный расход топлива определяется отношением расхода топлива (B) к дополнительно добытому количеству нефти $\Delta Q_{\text{н}}$

за счет нагнетания пара или горячей воды за рассматриваемый период

$$b_d = B / \Delta Q_{\text{н}} \quad (19.20)$$

или удельный расход топлива можно определить через соотношение кратностей подачи пара или горячей воды

$$b_d = m / m_{\text{ex}}, \quad (19.21)$$

где m — текущая кратность нагнетания горячей воды или пара, т. е. соотношение подаваемого в пласт количества пара или горячей воды $D_{\text{плот}}$ к дополнительно добытому количеству нефти $\Delta Q_{\text{н}}$

$$m = D_{\text{плот}} / \Delta Q_{\text{н}}$$

m_{ex} — предельная кратность нагнетания пара или горячей воды, т. е. то же соотношение, что и для текущей кратности нагнетания только в условиях, когда вся дополнительно добытая нефть расходуется на подготовку и транспорт теплоносителя в пласт.

Предельная кратность нагнетания водяного пара в условиях обработки нефтяных пластов меняется в узких пределах и в среднем равна $m_{\text{ex}} = 11$ (табл. 19.1).

На рис. 19.11 приведены кривые, характеризующие изменение предельной кратности (табл. 19.1) нагнетания горячей воды (1, 2, 3) и удельного расхода топлива (4, 5, 6, 7, 8) при различных текущих кратностях нагнетания и температуре подогретых в зависимости от коэффициента использования теплоты системы нагнетания. Как видно, удельный расход топлива в значительной степени зависит от коэффициента использования теплоты системы, увеличиваясь при уменьшении последнего. В связи с этим при проектировании и эксплуатации систем нагнетания должно быть обращено соответствующее внимание на снижение тепловых потерь в системе.

Пример 19.1. Определить удельный расход топлива при нагнетании горячей воды на месторождении Узень полуострова Мангышлак, если текущая кратность нагнетания горячей воды равна $m=10$, изменение температуры воды при подогреве $\Delta t=100^\circ\text{C}$, изменение давления нагнетания $\Delta p=20$ МПа, коэффициент использования теплоты системы нагнетания $\eta_{гс}=0,52$.

Решение. 1. Определим предельную кратность нагнетания; на рис. 19.11 по кривой 1 при коэффициенте использования теплоты системы $\eta_{гс}=0,52$ находим $m_{\text{ex}} \approx 40$.

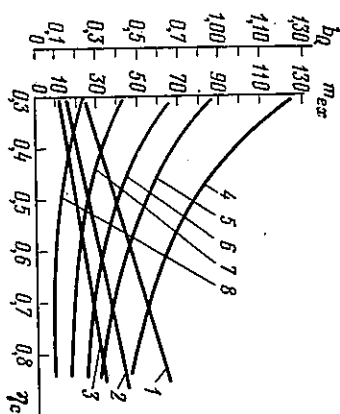


Рис. 19.11. Графики удельного расхода топлива и предельной кратности в зависимости от к. п. д. нагревательной установки при нагнетании горячей воды: 1 — $\Delta t=100^\circ\text{C}$; 2 — $\Delta t=150^\circ\text{C}$; 3 — $\Delta t=200^\circ\text{C}$; 4 — $m=14,7$; $\Delta t=200^\circ\text{C}$; 5 — $m=20$; $\Delta t=100^\circ\text{C}$; 6 — $m=15$; $\Delta t=100^\circ\text{C}$; 7 — $m=10$; $\Delta t=100^\circ\text{C}$; 8 — $m=5$; $\Delta t=100^\circ\text{C}$

2. Определяем удельный расход топлива по формуле

$$b_d = \frac{m}{m_{ex}} = \frac{10}{40} = 0,25.$$

Проверка. Определяем b_d при кривой 7 (см. рис. 19.11) при $\eta_{и.с.} = 0,52$, получаем $b_d = 0,25$, т. е. 25% дополнительно добытой нефти расходуется на подогрев и подачу воды в пласт.

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются тепловые установки?
2. Каковы технологические схемы и особенности рабочего процесса тепловых установок, применяемых в нефтяной и газовой промышленности?
3. Каковы технико-экономические показатели тепловых установок нефтяной и газовой промышленности?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белоконь Н. И. Основные принципы термодинамики. М., Недра, 1968.
2. Васильев Ю. Н., Смерека Б. М. Повышение эффективности эксплуатации компрессорных станций. М., Недра, 1981.
3. Бродих В. Г., Маханько М. Г., Самойленко П. И. Основы термодинамики и теплотехники. М., Машиностроение, 1980.
4. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейдлин А. Е. Техническая термодинамика. М., Энергоатомиздат, 1983.
5. Основы теплотехники/В. С. Охотин, В. Ф. Жидких, В. М. Лавыгин и др. — М., Высшая школа, 1984.
6. Порицков Б. П., Бикчентай Р. И., Романов Б. А. Термодинамика и теплопередача (в технологических процессах нефтяной и газовой промышленности) М., Недра, 1987.
7. Пискунов Г. П. Двигатели внутреннего сгорания, автомобили, тракторы и их эксплуатация. М., Высшая школа, 1984.
8. Подгорное Ю. М. Дизелист (моторист) буровых установок. М., Недра, 1984.
9. Теплотехника/А. П. Баскаков, В. В. Берг, О. К. Витт и др. — М., Энергоиздат, 1982.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Часть первая. Основы термодинамики и теплопередачи	4
Глава 1. Основные понятия, физическое состояние вещества и законы идеальных газов	4
§ 1. Содержание термодинамики и ее метод	4
§ 2. Исходные понятия и определения термодинамики	6
§ 3. Виды агрегатного состояния тел	15
§ 4. Законы идеальных газов	17
Глава 2. Смеси жидкостей, паров и газов	23
§ 1. Чистые вещества и смеси	23
§ 2. Состав смесей, жидкостей, паров и газов	23
§ 3. Схемы смешения. Закон Дальтона	26
Глава 3. Теплоемкость вещества	29
§ 1. Истинная и средняя теплоемкость	29
§ 2. Определение истинных и средних теплоемкостей	30
§ 3. Теплоемкости смесей	32
Глава 4. Первое начало термодинамики	34
§ 1. Принцип эквивалентности	34
§ 2. Форма передачи энергии	—
§ 3. Первое начало термодинамики как математическое выражение закона сохранения энергии	35
§ 4. Первое начало термодинамики для реальных процессов	37
§ 5. Первое начало термодинамики для замкнутого пространства и потока	38
§ 6. Аналитическое выражение первого начала термодинамики для идеальных газов. Закон Майера	41
Глава 5. Термодинамические процессы изменения состояния	44
§ 1. Классификация процессов изменения состояния	44
§ 2. Простейшие процессы изменения состояния	44
§ 3. Политропные процессы	56
Глава 6. Круговые процессы (циклы)	63
§ 1. Обратимые и необратимые круговые процессы (циклы)	63
§ 2. Цикл Карно	66
Глава 7. Второе начало термодинамики	70
§ 1. Общая характеристика и формулировка второго начала термодинамики	70
§ 2. Математическое выражение принципа существования энтропии и абсолютной температуры	71
§ 3. Общие свойства энтропийных диаграмм. Диаграмма $T-s$	74
§ 4. Математическое выражение принципа возрастания энтропии изолированных систем	77
Глава 8. Свойства жидкостей и паров	80
§ 1. Процесс парообразования и его изображение в координатах $p-v$, $T-s$ и $h-s$	80
§ 2. Процессы изменения состояния водяного пара и изображение их в диаграммах	90

Часть вторая. Теплопередача

§ 1. Общие понятия и соотношения. Истечение паров и газов через суживающиеся сопла	96
§ 2. Режимы истечения. Истечение из расширяющегося сопла Лаваля	100
§ 3. Дросселирование газа и пара	104
Глава 10. Циклы паросиловых и холодильных установок	107
§ 1. Схема паросиловой установки. Цикл Ренкина	107
§ 2. Пути повышения экономичности паросиловых установок	109
§ 3. Цикл паровой компрессорной холодильной установки	112
Глава 11. Циклы двигателей внутреннего сгорания	115
§ 1. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания	—
§ 2. Циклы газотурбинных установок (ГТУ)	121
Глава 12. Термодинамические процессы компрессорных машин	129
§ 1. Назначение, устройство поршневых, центробежных и осевых компрессоров	129
§ 2. Термодинамический процесс одноступенчатого компрессора	132
§ 3. Термодинамический процесс многоступенчатого компрессора	135
Глава 13. Теплопередача	138
§ 1. Содержание и сфера приложения законов теплообмена. Формы передачи теплоты	138
§ 2. Передача теплоты теплопроводностью через плоскую однослойную и многослойную стенки	140
§ 3. Передача теплоты теплопроводностью через криволинейные (цилиндрическую, сферическую) однослойную и многослойную стенки	143
§ 4. Основной закон конвективного теплообмена	147
§ 5. Принципы теории подобия и размерностей	150
§ 6. Обобщенные зависимости (уравнения подобия) конвективного теплообмена	154
§ 7. Основные законы теплообмена излучением	164
§ 8. Теплообмен излучением между твердыми телами	167
§ 9. Теплообмен излучением между отражающей поверхностью и газами	169
§ 10. Теплопередача через плоскую и криволинейную однослойную и многослойную стенки	171
§ 11. Теплопередача при переменных температурах (расчет теплообменных аппаратов)	175
Часть вторая. Котельные установки	192
Глава 14. Топливо и его горение	192
§ 1. Понятие о котельной установке, котельном агрегате и паровом котле	192
§ 2. Виды топлива	195
§ 3. Элементарный состав топлива	197
§ 4. Теплота сгорания топлива и ее определение	198
§ 5. Теоретический и действительный расход воздуха	200
§ 6. Масса, теплоемкость газообразных продуктов сгорания и их влияние на окружающую среду	203
Глава 15. Топки и топочные устройства	207
§ 1. Назначение, классификация топочных устройств и показатели работы топок	207

Глава 16. Котельные агрегаты и вспомогательное оборудование . . .	210*
§ 1. Эволюция конструктивных форм котельных агрегатов . . .	—
§ 2. Паровые и водогрейные котлы, применяемые на предприятиях нефтяной, нефтехимической, газовой промышленности и на предприятиях других отраслей народного хозяйства . . .	215
§ 3. Основы теплового расчета котельного агрегата . . .	231
§ 4. Защита от загрязнения окружающей среды . . .	236
Часть третья. Тепловые двигатели . . .	239
Глава 17. Поршневые двигатели внутреннего сгорания . . .	239
§ 1. Классификация поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) . . .	239
§ 2. Схемы и рабочий процесс четырехтактных и двухтактных поршневых ДВС . . .	241
§ 3. Тепловой расчет поршневых ДВС . . .	244
§ 4. Особенности рабочего процесса газовых двигателей . . .	251
§ 5. Вредные выбросы с отработавшими газами двигателей внутреннего сгорания и меры по их уменьшению . . .	255
§ 6. Особенности эксплуатации поршневых ДВС в нефтяной и газовой промышленности . . .	257
§ 7. Поршневые ДВС, применяемые в нефтяной и газовой промышленности, и их показатели . . .	263
Глава 18. Газотурбинные двигатели . . .	271
§ 1. Схема газотурбинной установки; основное и вспомогательное оборудование. Область применения . . .	271
§ 2. Особенности использования газотурбинных установок при бурении нефтяных и газовых скважин . . .	274
Часть четвертая. Теплосиловые установки . . .	280
Глава 19. Схемы и классификация теплосиловых установок . . .	280
§ 1. Классификация теплосиловых установок . . .	280
§ 2. Схемы и особенности теплосиловых установок . . .	281
§ 3. Расход топлива, пара и теплота в теплосиловых установках; технико-экономические показатели . . .	291
Список литературы . . .	297

Поршаков Б. П., Романов Б. А.

П59 Основы термодинамики и теплотехники: Учебник для техникумов. — 2-е изд., переработ. и доп. — М.: Недра, 1988. — 300 с.: ил.

ISBN 5—247—00023—4

Приведены основные законы термодинамики и теплотехники, показаны их применение в теории тепловых двигателей, паросиловых, холодильных и компрессорных установок. Даны примеры, отражающие специфику задач, стоящих перед будущими специалистами нефтяной и газовой промышленности; включен в соответствии с программой дополнительный материал по котельным агрегатам и вспомогательному оборудованию, применяемому в нефтяной и газовой промышленности.

Для учащихся техникумов, обучающихся по специальностям «Бурение нефтяных и газовых скважин», «Эксплуатация оборудования нефтяных и газовых промыслов» и «Транспорт и хранение нефти и газа».

3608000000—166 66—88 Св. план для сред. спец. уч. завед. ББК 22.317
П 043(01)—88