Р. А. Амерханов, Б. Х. Драганов

ТЕПЛОТЕХНИКА

2-е издание, переработанное и дополненное

Допущено Министерством сельского хозяйства Российской Федерации в качестве учебника для студентов высших учебных заведений по направлению «Агроинженерия»

ЭНЕРГОАТОМИЗДАТ

Москва 2006

УДК 621.1 (075.8)
ББК 31.3
А61

Рецензенты: д-р техн. наук *А.К. Ильин* (Астраханский государственный технический университет), д-р техн. наук *Е.Е. Новгородский* (Ростовский государственный строительный университет), кафедра энергетики Кубанского государственного аграрного университета.

Ни одна часть этого издания не может быть воспроизведена любым копировальным способом без письменного согласия авторов.

Амерханов Р. А., Драганов Б. Х.
А61 Теплотехника: Учебник для вузов. — 2-е изд., перераб. и доп.— М.: 2006. — 432 с.: ил.

ISBN 5-283-03245-0

Изложены основы технической термодинамики и теории тепломассообмена, топлива и его горения, генераторов теплоты в сельском хозяйстве, тепловых двигателей и установок. Даны основные сведения о строительной теплофизике сельскохозяйственных зданий и сооружений, освещены вопросы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения сельских потребителей, технологического потребления теплоты в сельском хозяйстве. Значительное внимание уделено проблеме энергосбережения, оптимизации энергопотребляющих систем, вопросам защиты окружающей среды.

Для студентов высших учебных заведений по направлению «Агроинженерия».

УДК621.1(075.8)
ББК31.3

ISBN 5-283-03245-0 © Амерханов Р. А., Драганов Б. Х., с изменениями, 2006, 1990.

ПРЕДИСЛОВИЕ

При подготовке специалистов в области энергетики большое значение имеет теплотехника — одна из ведущих общетехнических дисциплин, которая изучает процессы получения, передачи и применения теплоты не только в современном производстве, но и в быту.

Знание инженерных основ теплотехники является необходимым условием рационального использования материальных и энергетических ресурсов, повышения технических и экономических показателей соответствующих технологических процессов, проектирования и эксплуатации объектов на современном научном уровне.

Первое издание учебника «Теплотехника» для студентов высших учебных заведений агроинженерных специальностей (Б. Х. Драганов и др. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. — М.: Агропромиздат, 1990. — 463 с.) вышло в свет более 15 лет тому назад. В связи с этим появилась необходимость в выпуске нового учебника, в котором были бы отражены современные достижения и тенденции развития сельскохозяйственной теплоэнергетики.

Во втором издании большее внимание уделено основным положениям неравновесной термодинамики, что поможет глубже вникнуть в закономерности процессов, протекающих в теплоэнергетических установках.

В разделе, посвященном теории тепломассообмена, изложен компьютерный метод моделирования процессов теплообмена, который применим также для решения разнообразных задач массообмена.

Особое внимание уделено энергосберегающим технологиям: использованию нетрадиционных и возобновляемых источников энергии, применению теплонасосных установок, аккумулированию теплоты.

Одно из перспективных направлений в современной энергетике — когенерация. Она не требует капиталовложений, обеспечивает экологическую безопасность и дает существенный экономический эффект.

Заслуживают внимания автономные источники тепло- и электроснабжения на базе мини-ТЭЦ.

Известно, что на теплоснабжение зданий расходуются огромные энергетические ресурсы. Поэтому вполне актуальным является появление в строительстве в последние два-три десятилетия нового направления, связанного с проблемой энергосбережения. Эта проблема также освещена в учебнике.

Изложены основные положения метода дискретно-импульсного ввода энергии, играющего большую роль в повышении эффективности технологических процессов в сельскохозяйственном производстве.

Один из разделов учебника посвящен изложению современных принципов оптимизации энергопотребляющих систем.

В учебнике уделено также внимание проблеме охраны окружающей среды. Заметим, что и другие разделы учебника, относящиеся, в частности, к прикладной теплотехнике, дополнены и переработаны.

Главы 1—17 написаны Б. Х. Драгановым, главы 18—31 и 33 — Р. А. Амерхановым, параграфы 18.1—18.3 — К. А. Гарькавым, глава 32 — Р. А. Амерхановым совместно с Б. Х. Драгановым, параграфы 23.4—23.6 — О. Ю. Черноусенко.

Авторы выражают признательность доктору технических наук, профессору Альберту Константиновичу Ильину, зав. кафедрой теплоэнергетики Астраханского государственного технического университета, засл. деятелю науки РФ и доктору технических наук, профессору Евгению Евгеньевичу Новгородскому, зав. кафедрой отопления, вентиляции и кондиционирования Ростовского государственного строительного университета, засл. деятелю науки РФ за ценные замечания и рекомендации при рецензировании учебника.

Раздел первый

ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

1.1. Общие сведения

Термодинамика изучает общие закономерности взаимных превращений различных форм движения материи, происходящих в макроскопических системах, и физические свойства тел, участвующих в этих превращениях. Название (термодинамика) происходит от греческих слов *thermo* (теплота) и *dynamis* (сила).

В зависимости от круга рассматриваемых вопросов различают техническую, химическую термодинамику, термодинамику биологических систем и др.

Техническая термодинамика изучает закономерности взаимного превращения теплоты в работу, а также свойства тел, принимающих участие в этом превращении и используемых в тепловых машинах различного вида.

Термодинамика возникла из потребностей теплотехники. Применение в XIX в. тепловых двигателей выдвинуло перед наукой задачу теоретического изучения работы тепловых машин и определения путей повышения их коэффициента полезного действия. В последующем задачи термодинамики стали шире и область ее изучения распространилась на различные отрасли технических, биологических, информационных и других систем. На основе технической термодинамики производятся расчеты и проектирование тепловых двигателей, компрессорных машин, холодильных установок, течения в воздухо- и паропроводах, воздухообмена помещений, кондиционирования воздуха, сушки и хранения сельскохозяйственных продуктов и т. п.

Тепловое движение обусловлено движением и взаимодействием между собой большого числа микрочастиц. Известны два метода изучения тепловой формы движения материи. Метод статистической физики основывается на молекулярной модели физических систем и

использует возможности математической теории вероятности. Термодинамический метод, называемый феноменологическим, устанавливает связь между макроскопическими параметрами, определяющими изменение состояния системы, и не требует обращения к молекулярной структуре вещества. Такой подход очень удобен и вполне достаточен для решения большинства практически важных задач.

Взаимное превращение теплоты в работу в тепловых машинах можно осуществить с помощью таких веществ, которые обладают свойством существенно изменять свой объем в процессах подведения и отведения теплоты. Такие вещества называют *рабочим телом*.

Тело, сообщающее рассматриваемой термодинамической системе энергию в виде теплоты, называют *нагревателем* (*теплоотдатчиком*).

Тело, получающее от рассматриваемой термодинамической системы энергию в виде теплоты, называют *холодильником* (*теплоприемником*).

В основе термодинамики находятся фундаментальные законы природы, принимаемые за аксиомы. Из этих аксиом выводятся все главнейшие закономерности и следствия, касающиеся термодинамических систем. Фундаментальные законы представляют собой обобщение опыта и называются *началами термодинамики*.

Первый закон (начало) термодинамики устанавливает количественное соотношение закона сохранения и превращения энергии применительно к термодинамическим системам.

Второй закон термодинамики указывает на качественное отличие формы передачи энергии в виде теплоты и связь с принципом изменения энтропии в обратимых и необратимых процессах.

Более ограниченное значение имеет третье начало термодинамики (теорема Нернста), определяющее численное значение одной из наиболее существенных функций — термодинамической (энтропии) в состоянии равновесия при температуре абсолютного нуля.

1.2. Термодинамическая система

Термодинамической системой называют совокупность материальных тел и полей, взаимодействующих между собой и внешней средой, т.е. обменивающихся энергией и веществом.

Под внешней (окружающей) средой понимают все другие тела и поля, которые располагаются за внешней границей рассматриваемой термодинамической системы. Систему, которая не может обмениваться энергией и веществом с внешней средой, называют *изолированной*. Систему, которая обменивается с окружающей средой энергией и веществом, называют *открытой*. К открытым системам, в частности, относятся системы, в которых происходят химические реакции и превращения фаз. Систему, в которой не происходит обмен веществом, называют *закрытой*. Систему, не обменивающуюся теплотой с другими системами (окружающей средой), называют *теплоизолированной*

или *адиабатически изолированной*. Термодинамическая система отделяется от окружающей среды материальной или условной поверхностью, которая называется *контрольной поверхностью* (*оболочкой*).

Термодинамическая система включает в себя рабочее тело и источники теплоты.

1.3. Термические параметры состояния термодинамической системы

Макроскопические величины, характеризующие состояние термодинамической системы, а следовательно, и ее свойства, называют термодинамическими *параметрами системы* (*параметрами состояния*).

Опыт показывает, что тепловое состояние газа однозначно определяется тремя параметрами состояния, которые можно измерить: объемом V, давлением p и температурой T. Они носят название *термических параметров* состояния. Внутренняя энергия u, энтальпия h и энтропия s, также являющиеся параметрами состояния, относятся к *калорическим параметрам состояния*.

Параметры, не зависящие от массы тела или числа частиц в системе, называют *интенсивными* (например, давление, температура); параметры, значение которых пропорционально массе тела или числу частиц в системе, называют *аддитивными* или *экстенсивными* (энергия, энтропия и пр.).

Состояние изолированной термодинамической системы, характеризующееся постоянством термодинамических параметров состояния во времени и по всему объему, занимаемому системой, называют *равновесным*. В равновесной системе отсутствуют потоки энергии и вещества. Всякая изолированная система со временем приходит в состояние равновесия и самопроизвольно из него выйти не может. В изолированных системах равновесное состояние определяется внешними условиями (значениями давлений и внешней по отношению к системе температурой среды). Если между различными частями объема системы имеются разности температур, давлений и т. п., то она *неравновесная*.

Процесс самопроизвольного возвращения системы в состояние термодинамического равновесия называют *релаксацией*. Мерой быстроты протекания релаксации служит *время релаксации* — промежуток времени, в течение которого система приходит в равновесное состояние.

Абсолютное давление p — физическая величина, равная пределу отношения численного значения нормальной силы ΔF_n, действующей на поверхность ΔA, к площади этой поверхности при $\Delta A \to 0$:

$$p = \lim_{\Delta A \to 0} \frac{\Delta F_n}{\Delta A} = \frac{dF_n}{dA}. \qquad (1.1)$$

Давление — результат ударов о стенку хаотически движущихся микрочастиц рабочего тела. В соответствии с молекулярно-кинетической теорией давление газа определяется уравнением

$$p = \frac{2}{3} n m \bar{v}^2 / 2, \qquad (1.2)$$

где n — число молекул в единице объема; m — масса молекулы; $\bar{v}^2$ — средняя квадратическая скорость поступательного движения молекул.

Численно давление равно силе, действующей на единицу площади поверхности тела в направлении нормали к последней. Единицей давления является паскаль: 1 Па = 1 Н/м^2. Следовательно, 1 Па равен давлению, вызываемому силой 1 Н, равномерно распределенной в направлении нормали по поверхности площадью 1 м^2. В практических расчетах используют 1 кПа = 10^3 Па и 1 МПа = 10^6 Па.

Давление подразделяют на абсолютное p, атмосферное $p_а$, избыточное $p_и$ и вакуумметрическое $p_в$. Приборы для измерения давления (манометры, барометры, вакуумметры) показывают избыточное давление.

Если абсолютное давление $p > p_а$, то избыточное давление равно разности между абсолютным давлением измеряемой среды и атмосферным давлением, т. е. $p_и = p - p_а$. Если $p < p_а$, то избыточное давление $p_и = p_а - p$. В этом случае прибор (вакуумметр) показывает значение разрежения (вакуума) в сосуде, где находится измеряемая среда.

Температура T в соответствии с молекулярно-кинетической теорией газов пропорциональна кинетической энергии поступательного движения частиц рабочего тела:

$$kT = \frac{2}{3} m \bar{v}^2 / 2, \qquad (1.3)$$

где k — постоянная Больцмана, равная $1{,}380662 \cdot 10^{-23}$ Дж/К.

Уравнение (1.3) указывает на то, что температура является мерой интенсивности теплового движения. Из уравнений (1.2) и (1.3) следует, что большое количество случайных явлений (движение и взаимодействие молекул) выражается в виде определенной закономерности — значения макроскопических параметров. Здесь проявляется методологический аспект взаимной связи между динамическими и статическими закономерностями.

Температуру, определяемую из уравнения (1.3), называют *термодинамической*.

Понятие термодинамической температуры следует из второго закона термодинамики [см. формулу (2.41)]. Для шкалы абсолютной температуры имеются две точки отсчета. За начало отсчета принимают абсолютный нуль, при котором прекращается тепловое движение молекул. Другая точка отсчета (температура тройной точки воды, т. е. температура равновесия между тремя фазами: льдом, водой и паром) равна 273,16 К (0,01 °С). Температуру, определяемую от абсолютного нуля (принято считать 273,15), называют абсолютной и обозначают через Т. Единицей этой температуры является кельвин (К). Температуру измеряют также по шкале Цельсия, где за нуль принимают температуру таяния льда, а за 100 °С — температуру кипения воды при давлении 101 325 Па (так называемое нормальное давление). Связь между

термодинамической температурой T (К) и температурой t (°С) следующая:

$$T = t + 273{,}15.$$

Для измерения температуры применяют жидкостные термометры, термопары, пирометры и другие приборы. Их действие основано на использовании таких свойств веществ, как тепловое излучение, ЭДС между двумя соприкасающимися металлами, электрическое сопротивление, интенсивность излучения и пр.

Удельный объем — это объем, занимаемый единицей массы вещества. Для однородного тела массой m и объемом V его определяют по формуле

$$v = V/m.$$

Величину, обратную удельному объему, называют *плотностью тела*: $\rho = 1/v$, отсюда $\rho v = 1$. Единица удельного объема кубический метр на килограмм, а плотности — килограмм на кубический метр.

1.4. Уравнение состояния

Для равновесной термодинамической системы существует функциональная связь между термическими параметрами, называемая *термическим уравнением состояния*. Уравнение, связывающее температуру T, внешние параметры и внутреннюю энергию u, называется *калорическим уравнением состояния*. Уравнение состояния устанавливается опытным путем или выводится на основе статистической физики. Если известны термическое и калорическое уравнения состояния, то с помощью первого и второго законов термодинамики можно определить все термодинамические свойства системы.

Уравнение состояния идеального газа

$$pV = mRT. \tag{1.4}$$

Для 1 кг газа

$$pv = RT, \tag{1.5}$$

где R — газовая постоянная, Дж/(кг · К).

Из уравнения состояния идеального газа находим

$$p(\partial v/\partial T)_p = \partial(RT)/\partial T = R. \tag{1.6}$$

Следовательно, газовая постоянная — это работа 1 кг идеального газа при постоянном давлении и изменении температуры на 1 К.

Если в уравнении (1.4) заменить m на μ, где μ — молярная масса газа, а также учесть, что $V_\mu = \mu v$, то получим уравнение Клапейрона — Менделеева

$$pV_\mu = R_\mu T, \tag{1.7}$$

где V_μ — молярный объем рабочего тела, м^3/кмоль (при нормальных

физических условиях $V_\mu = 22{,}4$ м^3/кмоль); $R_\mu = \mu R$ — универсальная газовая постоянная.

Если уравнение (1.7) записать для нормальных физических условий, то получим

$$R_\mu = pV_\mu / T = 101325 \cdot 22{,}4/273{,}15 = 8314 \text{ Дж/(кмоль} \cdot \text{К)}.$$

Газовая постоянная 1 кг конкретного рабочего тела

$$R = 8314/\mu. \qquad (1.8)$$

Свойства реальных газов вследствие значительности силы межмолекулярных взаимодействий отличны от свойств идеальных газов. Наиболее простое уравнение, отражающее связь между термическими параметрами состояния реальных рабочих тел, это уравнение Ван-дер-Ваальса. Обозначим через b минимальный объем, до которого можно сжать реальный газ. Очевидно, что в этом случае свободный для пробега молекул объем будет равен $v - b$. Из-за уменьшения длины пробега молекул число ударов их о стенку в единицу времени (т. е. давление) увеличится в $v/(v - b)$ раз. Иными словами,

$$p = \frac{RT}{v}\frac{v}{v-b} = \frac{RT}{v-b}.$$

Силы притяжения между молекулами приводят к возникновению молекулярного давления (в реальном газе из-за силы притяжения скорость движения молекулы к стенке снижается, а следовательно, импульс силы удара о стенку уменьшается). Сила молекулярного притяжения пропорциональна квадрату числа молекул, приходящихся на 1 м^2 поверхности, т. е. квадрату плотности, и обратно пропорциональна удельному объему: $P_{\text{мол}} = a/v^2$, где a — коэффициент пропорциональности, зависящий от природы реального газа. Отсюда следует, что уравнение Ван-дер-Ваальса примет вид

$$(p + a/v^2)(v - b) = RT. \qquad (1.9)$$

Уравнение (1.9) не всегда согласуется с опытом, что объясняется наличием в реальных газах отдельных групп, состоящих из двух, трех и более молекул.

На основе разработанной теории ассоциации молекул водяного пара М.П. Вукаловичем и И.И. Новиковым выведено уравнение состояния, а также составлены таблицы и диаграммы свойств водяного пара, которые используются на практике для выполнения теплотехнических расчетов.

1.5. Газовые смеси

Смесь идеальных газов, химически не взаимодействующих между собой, называется *идеальной газовой смесью*.

В соответствии с законом Дальтона

$$p_n = \sum_{k=1}^{n} p_k, \tag{1.10}$$

где p_n — давление смеси; p_k — парциальное давление k-го компонента смеси, равное давлению, которое имел бы данный компонент, если бы он занимал весь объем при температуре смеси; n — число компонентов смеси.

Уравнение состояния для k-го компонента смеси имеет вид

$$p_k V = m_k R_k T, \tag{1.11}$$

а для смеси газов

$$p_n V = T \sum_{k=1}^{n} m_k R_k, \tag{1.12}$$

где m_k — масса k-го компонента; R_k — газовая постоянная k-го компонента.

Так как рассматривается равновесное состояние рабочего тела, то $T_n = T_1 = T_2 = \ldots = T$. Очевидно, что масса смеси газов $m_n = \sum_{k=1}^{n} m_k$.

Сопоставляя уравнения (1.11) и (1.12), можно написать

$$m_n R_n T = T \sum_{k=1}^{n} m_k R_k,$$

откуда

$$R_n = \sum_{k=1}^{n} m_k R_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} m_k = \sum_{k=1}^{n} g_k R_k = \sum_{k=1}^{n} g_k \cdot 8314 / \mu_k, \tag{1.13}$$

где $g_k = m_k / m_n$ — *массовая доля* k-го компонента смеси. Очевидно, что $g_1 + g_2 + \ldots + g_n = 1$. Тогда уравнение состояния для газовой смеси

$$p_n V = m_n R_n T. \tag{1.14}$$

Смесь газов выражают также через объемную долю $r_k = V_k / V$, где V_k — парциальный объем k-го компонента, т. е. тот объем, который занимал бы компонент, если бы он, имея температуру смеси, находился под давлением смеси.

Так как температура всех компонентов одинакова, то из уравнения состояния следует, что

$$p_k V = p_n V_k$$

или

$$\sum_{k=1}^{n} V_k = \sum_{k=1}^{n} p_k V / p_n = V.$$

Значит, сумма парциальных объемов смеси газов равна объему, занимаемому смесью, т. е. $\sum_{k=1}^{n} r_k = 1$.

Пользуясь понятием парциального объема, уравнение состояния k-го компонента смеси можно записать:

$$p_n V_k = m_k R_k T. \tag{1.15}$$

Если известна плотность ρ_k каждого компонента смеси, то можно установить связь между массовыми и объемными долями газовой смеси:

$$g = \rho_k V_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} \rho_k V_k . \tag{1.16}$$

Поделив числитель и знаменатель на V и учитывая, что $\rho_k = \mu_k / V_\mu$, получим

$$g = \rho_k r_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} \rho_k r_k = \mu_k r_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} \mu_k r_k = \mu_k r_k / \mu_n . \tag{1.17}$$

где $\mu_k = 8314 / R_n$.

Аналогично для объемных долей

$$r_k = (g_k / \rho_k) \Big/ \sum_{k=1}^{n} (g_k / \rho_k) = (g_k / \mu_k) \Big/ \sum_{k=1}^{n} (g_k / \mu_k). \tag{1.18}$$

Кроме массовой и объемной долей пользуются понятием *молярной доли*, равной отношению числа молей этого газа к числу молей всех газов в смеси:

$$x_k = (m_k / \mu_k) \Big/ \sum_{k=1}^{n} (m_k / \mu_k), \tag{1.19}$$

где x_k — молярная доля k-го компонента; μ_k — молярная масса k-го компонента.

При известном химическом составе смеси вышеприведенными формулами можно пользоваться для выполнения практических расчетов установок, где рабочее тело представляет собой смесь различных газов (например, в двигателях внутреннего сгорания, топках сушилок и т.п.)

1.6. Термодинамические процессы

Изменение состояния термодинамической системы вследствие воздействия на нее внешней среды называется *термодинамическим процессом*. При этом происходит последовательное изменение параметров рабочего тела.

Процесс, состоящий из непрерывного ряда последовательных равновесных состояний, называется *равновесным процессом*. Каждое из таких состояний, будучи равновесным, может быть описано уравнением состояния.

Для того чтобы при переходе термодинамической системы из одного состояния в другое все промежуточные состояния могли рассматри-

ваться как равновесные, такой процесс должен проходить очень медленно*. Процесс, не удовлетворяющий этому требованию, — неравновесный.

Любой реальный процесс в той или иной степени неравновесный. Например, при движении поршня в цилиндре процесс протекает довольно быстро и поэтому не выполняется условие его равновесности.

Термодинамический процесс, который может протекать через одни и те же равновесные состояния как в прямом $A—B$, так и в обратном $B—A$ направлениях, называется *обратимым* (рис. 1.1). Таким образом, не происходит остаточных изменений ни в самой системе, ни в окружающей среде. Равновесные процессы — обратимые.

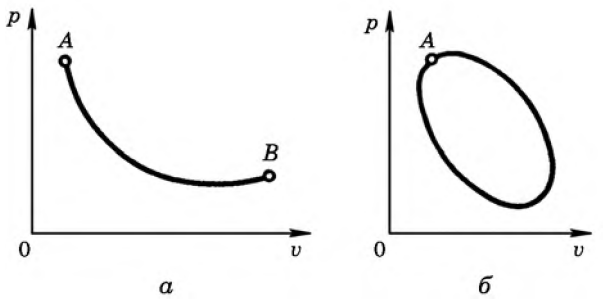


Рис. 1.1. Термодинамический процесс в $p—v$-диаграммах:

а — процесс расширения; *б* — круговой процесс

Необратимым термодинамическим процессом называется термодинамический процесс, не допускающий возможности возвращения системы в первоначальное состояние без того, чтобы в окружающей среде остались какие-либо изменения.

Все реальные процессы протекают с конечной скоростью. Они сопровождаются трением, диффузией и теплообменом при конечной разности между температурами системы и внешней среды. Следовательно, все они неравновесны и необратимы.

Хотя реально протекающие процессы необратимы, изучение обратимых процессов имеет немаловажное практическое значение. Они служат для оценки степени совершенства реальных (необратимых) процессов. Кроме того, сопоставление необратимых процессов с обратимыми позволяет выявить пути повышения эффективности первых (например, КПД тепловых двигателей). Мера необратимости процесса в замкнутой системе, т. е. изменение функции его состояния, — *энтропия* (см. главу 3).

Процесс, в результате которого рабочее тело возвращается в исходное состояние, называется *круговым процессом* или *циклом* (рис. 1.1, *б*). Обратимый цикл образуется только из обратимых процессов.

Во время теплообмена в термически обратимом процессе, протекающем в обратном $B—A$ направлении, теплота отводится при той же температуре и никакие изменения не происходят как в самой системе

* Достаточно медленно по сравнению с соответствующим временем релаксации, т.е. с интервалом времени, в течение которого система самопроизвольно возвращается в состояние равновесия.

(*внутреннее равновесие*), так и в окружающей среде (*внешнее равновесие*). Если теплообмен происходит за счет разности температур, то имеет место необратимое обесценивание теплоты, так как теплота переходит на более низкий температурный уровень.

Процессы, протекающие быстро по сравнению с процессом релаксации и идущие с нарушением равновесия из-за наличия разности температур или давлений, называются *неравновесными*.

Контрольные вопросы и задания

1. Что изучает термодинамика? Укажите на значение технической термодинамики в решении практических задач в области сельскохозяйственного производства.
2. Что такое термодинамическая система?
3. Дайте определение и характеристику различных параметров состояния. Приведите соответствующие примеры.
4. Изложите основные сведения о термических параметрах состояния.
5. Укажите на функциональную зависимость между параметрами состояния для идеального и реального рабочих тел. Что такое газовая постоянная? Приведите уравнение состояния для смеси газов и укажите на физическую сущность каждой величины, входящей в уравнение.
6. Что такое парциальное давление и парциальный объем для смеси газов? Как определить для газовой смеси значения газовой постоянной, массовой и объемной долей компонентов?
7. Что такое обратимый процесс и обратимый цикл?

2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

2.1. Внутренняя энергия

Если движение системы как целого отсутствует и изменение ее потенциальной энергии равно нулю, то полная энергия системы будет равняться ее внутренней энергии.

Под внутренней энергией термодинамической системы понимают энергию, которая заключена в самой системе. Внутренняя энергия включает кинетическую энергию поступательного, колебательного и вращательного движений молекул, энергию колебательного движения атомов и потенциальную энергию сил взаимодействия между молекулами. Энергия электронных оболочек атомов и внутриядерная энергия в термодинамических процессах не учитываются и в понятие внутренней энергии не включаются. Внутренняя энергия идеального газа включает кинетическую энергию молекул и атомов газа, а в реальных газах следует учитывать также и потенциальную энергию взаимодействия частиц

$$U = U_к + U_п, \tag{2.1}$$

где $U_к$, $U_п$ — соответственно, кинетическая и потенциальная энергия.

Как следует из молекулярно-кинетической теории, кинетическая энергия поступательного движения молекул и атомов является однозначной функцией температуры (см. (1.3)). Поэтому, если T стремится к нулю, то и кинетическая энергия $U_к$ стремится к нулю.

Потенциальная энергия реального газа определяется силами взаимодействия между молекулами и зависит от среднего расстояния между молекулами, т.е. от объема V или давления p газа. Из этого следует, что внутренняя энергия зависит от параметров состояния, т.е. внутренняя энергия является функцией состояния рабочего тела. Для любых двух параметров, определяющих это состояние, можно написать

$$U = f_1(p, V);\ U = f_2(p, T);\ U = f_3(V, T). \tag{2.2}$$

Внутреннюю энергию единицы массы вещества называют *удельной внутренней энергией*. Для однородного вещества массой m и внутренней энергией U удельная внутренняя энергия, Дж/кг, $u = U/m$.

В технике важно не абсолютное значение внутренней энергии, а ее изменение в термодинамических процессах. Поскольку внутренняя энергия — параметр состояния, то ее изменение не зависит от промежуточных состояний рабочего тела (от пути процесса), а определяется начальным и конечным состояниями системы. Для состояний 1 и 2 можно записать

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1. \tag{2.3}$$

Если начальное и конечное состояния совпадают, то для кругового процесса

$$\oint du = 0. \tag{2.4}$$

Дифференцируя последнюю из функциональных зависимостей (2.2), получаем

$$du = \left(\frac{\partial u}{\partial T}\right)_v dT + \left(\frac{\partial u}{\partial v}\right)_T dv. \tag{2.5}$$

Внутренняя энергия реального газа зависит от температуры и объема тела. Для идеального газа, в котором отсутствует энергия сил взаимодействия, зависящая от объема газа, внутренняя энергия определяется только значением температуры рабочего тела. Так как в данном случае $(\partial u/\partial v)_T = 0$, то из уравнения (2.5) следует, что

$$(\partial u/\partial T)_v = du/dT, \tag{2.6}$$

т. е. производная от внутренней энергии идеального газа по температуре — полный дифференциал. Являясь экстенсивным параметром состояния, внутренняя энергия обладает свойством аддитивности, в

соответствии с которым внутренняя энергия системы равна сумме внутренних энергий ее независимых частей:

$$u = \sum_{i=1}^{n} u_i, \tag{2.7}$$

где u_i — внутренняя энергия i-й части системы.

Внутреннюю энергию при $t = 0$ °С принимают равной нулю.

2.2. Работа и теплота процесса

Фундаментальный закон природы формулируется следующим образом: *в изолированной системе энергия не пропадает бесследно и не возникает вновь, она лишь переходит из одного вида в другой. Общая сумма всех видов энергий остается постоянной.*

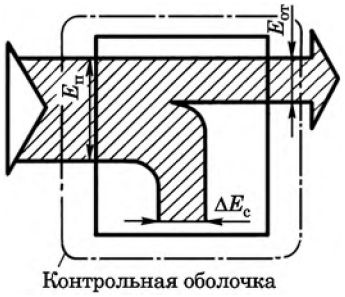


Рис. 2.1. Схема энергобаланса системы

Баланс энергии системы, выделенной контрольной оболочкой, имеет вид (рис. 2.1)

$$E_п = \Delta E_с + E_{от}, \tag{2.8}$$

где $E_п$, $E_{от}$ — соответственно подведенная к системе и отведенная от системы энергия; $\Delta E_с$ — прирост энергии системы.

Для элементарного процесса уравнение баланса записывается следующим образом:

$$dE_п = dE_с + dE_{от}. \tag{2.9}$$

При определении значения $dE_с$ необходимо учитывать также изменение количества массы. Для однородной системы

$$dE_с = d(m_с e_с) = m_с de_с + e_с dm_с, \tag{2.10}$$

где $m_с$ — масса системы (в общем случае переменная величина); $e_с$ — удельная энергия массы системы.

При стационарном режиме взаимодействия баланс энергии за единицу времени из (2.8)

$$E_п = E_{от}. \tag{2.11}$$

В природе существуют различные формы энергетического взаимодействия, т.е. передачи энергии от тела к телу. Среди них важное место принадлежит следующим двум способам:

— совершение механической работы одним телом над другим;

— непосредственная передача энергии от более горячего тела к менее горячему, т.е. в процессе теплообмена.

В первом случае увеличение (или убыль) внутренней энергии тела количественно равно значению работы, произведенной над ним другим телом.

Во втором случае энергия, самопроизвольно переданная от более нагретого тела к менее нагретому, называется *теплотой процесса*.

Работа, Дж, совершаемая газом массой m кг,

$$L = ml, \tag{2.12}$$

где l — удельная работа, отнесенная к 1 кг газа.

Аналогично для теплоты процесса, Дж, можно записать

$$Q = mq, \tag{2.13}$$

где q — удельная теплота процесса.

В соответствии с законом эквивалентности теплоты и работы между L и Q существует прямая зависимость

$$L = Q. \tag{2.14}$$

Применительно к термодинамике общий закон сохранения и превращения энергии называется *первым законом термодинамики*.

Из (2.14) следует, что теплота и работа представляют две формы передачи энергии от одной системы (или тела) к другой.

Первая форма обмена энергией — макрофизическая, которая обусловлена механическим воздействием одной системы на другую, сопровождаемым видимым перемещением другого тела (например, поршня в цилиндре двигателя).

Вторая форма передачи энергии — микрофизическая, т. е. на молекулярном уровне. Мера количества переданной энергии — количество теплоты.

Таким образом, работа и теплота — это энергетические характеристики процессов механического и теплового взаимодействия системы с окружающей средой. Эти два способа передачи энергии эквивалентны, что вытекает из закона сохранения энергии, но неравноценны. Работа может непосредственно преобразовываться в теплоту —при тепловом контакте одно тело передает энергию другому. Количество же теплоты Q непосредственно расходуется только на изменение внутренней энергии системы. При превращении теплоты в работу от одного тела — источника теплоты (ИТ) теплота передается другому — рабочему телу (РТ), а от него энергия в виде работы передается третьем телу — объекту работы (ОР).

Следует подчеркнуть, что если мы записываем уравнение термодинамики, то входящие в уравнения L и Q означают энергию, полученную соответственно макро- или микрофизическим способом.

2.3. Работа изменения объема

При взаимодействии термодинамической системы с окружающей средой происходит передача энергии от системы к внешним телам. Одним из способов энергообмена между системами является работа. Выведем математическое выражение работы.

Пусть при бесконечно малом равновесном изменении состояния рабочего тела массой m (в данном случае при бесконечно малом расширении газа) его объем увеличится на dV (рис. 2.2). При этом каждая точка поверхности, ограничивающей тело площадью F, переместится на бесконечно малое расстояние dS. Элементарная работа $\delta L = p_{вн} F dS$. Поскольку процесс расширения равновесный, то $p_{вн} = p$. Учтем, что FdS равно элементарному изменению объема dV. В результате получим

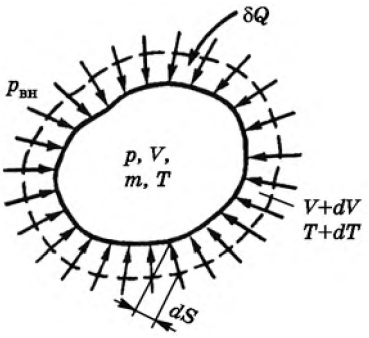


Рис. 2.2. Схема для определения работы при расширении рабочего тела

$$\delta L = pdV, \qquad (2.15)$$

где δ — знак неполного дифференциала. Разделив левую и правую части уравнения (2.15) на m, получим выражение для элементарной удельной работы

$$\delta l = pdv. \qquad (2.16)$$

Поскольку p величина положительная, то знак δl зависит от знака dv: если $dv > 0$, то $\delta l > 0$, т.е. при расширении работа положительная; если $dv < 0$, то $\delta l < 0$, т. е. при сжатии работа отрицательная — на сжатие затрачивается работа извне.

Конечная работа, т. е. удельная работа, совершаемая системой, содержащей 1 кг газа,

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv. \qquad (2.17)$$

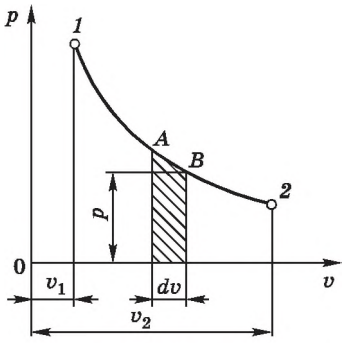


Рис. 2.3. Графическое изображение работы расширения в p—v-координатах

В общем случае давление p — величина переменная, поэтому для интегрирования (2.17) должен быть известен закон изменения давления $p = p(v)$.

В p—v-координатах равновесный процесс расширения изображен кривой *1—2* (рис. 2.3). При бесконечно малом изменении состояния рабочего тела от A до B объем его изменяется на величину dv. На участке A—B давление можно считать постоянным. В данном случае заштрихованная элементарная площадка будет равна pdv, т. е. элементарной работе на участке A—B, а вся площадь под кривой *1—2* — сумме этих элементарных площадок. Работа расширения равна (с учетом масштаба изображения процесса) площади, в p—v-координатах ограниченной кривой процесса, крайними ординатами и осью абсцисс. То же самое справедливо и для работы сжатия. На практике при испытании поршневого двигателя это положение используют для определения мощности двигателя.

Так как $\int pdv$ зависит от пути интегрирования, то работа определяется характером протекания термодинамического процесса, т. е. в отличие от давления, температуры и других параметров состояния она не есть функцией состояния системы. Таким образом, элементарная работа δl не является полным дифференциалом. По этой причине ее обозначают δl, а не dl.

2.4. Уравнение первого закона термодинамики для закрытых систем

Первый закон термодинамики — частный случай закона сохранения и превращения энергии, а именно приложение фундаментального закона природы к термодинамическим системам.

Пусть к термодинамической системе массой m, занимающей объем V при давлении p и температуре T, от внешнего источника (из внешней среды) подводится бесконечно малое количество теплоты δQ (см. рис. 2.3). Вследствие этого температура системы повышается на dT. С повышением температуры кинетическая энергия теплового движения микрочастиц увеличивается на $dE_к$.

В соответствии с уравнением состояния повышение температуры при постоянном давлении внешней среды приводит к увеличению объема системы на dV. Увеличение расстояния между молекулами ведет к возрастанию потенциальной энергии частиц на $dE_п$. Изменение кинетической $dE_к$ и потенциальной $dE_п$ энергий системы означает изменение ее внутренней энергии dU.

При подведении к термодинамической системе количества теплоты δQ и вследствие изменения ее объема на dV совершается работа расширения против сил внешнего давления. Так как в рассматриваемой системе нет других изменений, то в соответствии с законом сохранения энергии имеем

$$\delta Q = dU + \delta L. \qquad (2.18)$$

Таким образом, для изолированной термодинамической системы сообщаемая ей теплота идет на изменение ее внутренней энергии и на совершение внешней работы.

Из уравнения (2.18) следует, что внутренняя энергия системы, являясь однозначной функцией ее состояния, изменяется под влиянием внешних воздействий (сообщение некоторого количества теплоты δQ и совершение работы δL). Кроме того, работа может совершаться или за счет сообщения системе количества теплоты, или за счет изменения внутренней энергии (или за счет δQ и dU).

Зависимость (2.18) — математическое уравнение первого закона термодинамики для изолированных систем.

Кроме внутренней энергии для произвольной системы с несколькими степенями свободы необходимо также учитывать внешнюю энергию $E_{вн}$, в которую входят: кинетическая энергия движения системы $E_к$,

потенциальная энергия положения системы гравитационного поля $E_{п}$, энергия, обусловленная действием электрического $E_{е}$ и магнитного $E_{м}$ полей и др.

Для системы, содержащей 1 кг рабочего тела,

$$\delta q = du + \delta l. \tag{2.19}$$

В интегральной форме это уравнение имеет вид:

$$q = \Delta u + l. \tag{2.20}$$

2.5. Теплоемкость

Отношение количества теплоты δQ, сообщаемой телу при бесконечно малом изменении его состояния, к соответствующему изменению температуры dT называют *истинной теплоемкостью тела*:

$$C = \delta Q/dT. \tag{2.21}$$

Теплоемкость, отнесенную к единице количества вещества, т. е. к единице массы (1 кг) тела, называют *удельной теплоемкостью* (c), Дж/(кг · К); отнесенную к одному киломолю — *молярной теплоемкостью* (μc), Дж/(кмоль · К); отнесенную к количеству газа, содержащегося в 1 м^3 объема при нормальных физических условиях ($t = 0$ °С, $p = 101{,}325$ кПа), — *объемной теплоемкостью* (c'), Дж/(м^3 · К). Следовательно,

$$c = \delta q/dT, \tag{2.22}$$

$$c' = \mu c/\mu = \mu c/22{,}4 = c\rho_{н}, \tag{2.23}$$

где $\rho_{н}$ — плотность газа при нормальных условиях.

Теплоемкость зависит от характера термодинамического процесса, при котором подводится и отводится теплота. Из выражения (2.22) следует, что без подведения и отведения теплоты $c = 0$. Если $dT = 0$, то $c = \pm\infty$. Численно теплоемкость может изменяться от $+\infty$ до $-\infty$.

Для термодинамических процессов, протекающих при постоянном объеме, удельную теплоемкость обозначают c_v, для процессов при постоянном давлении — c_p.

Из уравнения (2.23) с учетом выражения (2.16) следует, что в процессе при $v = \text{const}$ вся теплота расходуется на изменение внутренней энергии. Отсюда

$$\delta q_v = du = c_v dT, \tag{2.24}$$

где q_v — количество теплоты при $v = \text{const}$.

Внутренняя энергия — параметр состояния системы и не зависит от промежуточных ее состояний, поэтому уравнение (2.23) справедливо для любого термодинамического процесса.

При p = const в соответствии с уравнениями (1.5) и (2.19)

$$c_p dT = c_v dT + pdv. \tag{2.25}$$

Так как в процессе при постоянном давлении $pdv = RdT$, то будем иметь

$$c_p - c_v = R. \tag{2.26}$$

Эта формула, называемая *законом Майера*, является одной из наиболее существенных в теории теплоемкости.

Умножим (2.26) на молярную массу μ. Поскольку $\mu R =$ = 8314 Дж/(кмоль · К), получим

$$\mu c_p - \mu c_v = 8{,}314 \text{ кДж/(кмоль} \cdot \text{К)}. \tag{2.27}$$

Отношение теплоемкостей при постоянных давлении и объеме обозначают k и называют *коэффициентом Пуассона* или *показателем адиабаты* [см. (2.58)]:

$$c_p/c_v = k. \tag{2.28}$$

Согласно молекулярно-кинетической теории газов для одноатомных газов $k = 1{,}667$, для двухатомных — 1,41, для трехатомных $k = 1{,}29$.

При низких температурах опытные данные по определению значения коэффициента k хорошо согласуются с расчетными. Для высоких температур значения коэффициента Пуассона определяют по формулам, установленным экспериментальным путем.

Теплоемкость зависит от температуры (рис. 2.4). При небольшом пределе изменения температуры, а также в приближенных расчетах зависимостью теплоемкости от температуры пренебрегают и принимают ее усредненное постоянное значение в данном интервале температур. Теплоемкость тела, соответствующую изменению температуры на конечную величину $\Delta t = t_2 - t_1$, называют *средней теплоемкостью данного процесса*:

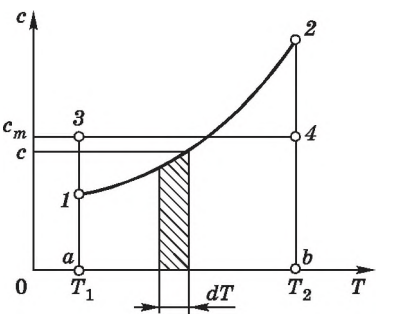


Рис. 2.4. Зависимость теплоемкости от температуры

$$c_m \int_{t_1}^{t_2} = \delta q/dT = q/(t_2 - t_1). \tag{2.29}$$

Из выражения (2.22) следует, что

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c dT, \tag{2.30}$$

т.е.

$$c_m\Big|_{t_1}^{t_2} = \int_{t_1}^{t_2} cdT \Big/ (t_2 - t_1). \qquad (2.31)$$

Из рис. 2.4 видно, что заштрихованная элементарная площадка равна $cdt = \delta q$. Следовательно, площадь *1—2—b—a—1* равна сумме элементарных площадок, т. е. $\int_{t_1}^{t_2} cdT$ — количество теплоты в процессе *1—2*. Высота прямоугольника *3—4—b—a—3*, равновеликого площади *1—2—b—a—1*, дает значение средней теплоемкости c_m на участке процесса *1—2*.

Если c_{m_1} — средняя теплоемкость в интервале температур 0—t_1, а c_{m_2} — в интервале температур 0—t_2, то

$$c_m = \frac{c_{m_2} t_2 - c_{m_1} t_1}{t_2 - t_1}. \qquad (2.32)$$

Для практических расчетов пользуются табличными данными теплоемкости различных веществ, приведенными в справочной литературе.

Очевидно, что количество теплоты смеси газов, находящейся в равновесном состоянии, равно сумме теплот компонентов. Поэтому

$$m_n c_n \Delta t_n = \sum_{k=1}^{n} m_k c_k \Delta t_k, \qquad (2.33)$$

откуда

$$c_n = \sum_{k=1}^{n} \frac{m_k}{m_n} c_k = \sum_{k=1}^{n} g_k c_k, \qquad (2.34)$$

и

$$c'_n = \sum_{k=1}^{n} r_k c'_k. \qquad (2.34')$$

2.6. Энтальпия

В термодинамических и теплотехнических расчетах часто используют сумму внутренней энергии системы U и произведения давления p на объем системы V:

$$H = U + pV. \qquad (2.35)$$

Эту сумму называю *энтальпией*. Величина pV из уравнения (2.35) представляет собой работу, которую необходимо затратить для введения тела объемом V во внешнюю среду, имеющую давление p.

Большое значение H по отношению к U обусловлено наличием внешней среды: оно тем больше, чем значительнее давление среды. Если тело находится в равновесии с внешней средой, то его состояние

характеризуется энергией $U + pV$, численно равной энтальпии H тела в данном состоянии. Этот вывод иллюстрируется следующим примером.

Рассмотрим полную энергию системы, состоящей из цилиндра с газом и поршня с грузом (рис. 2.5). Потенциальная энергия поршня с грузом равняется потенциальной энергии давления газа:

$$mgy = pFy = pV,$$

где m — масса груза; g — ускорение свободного падения; y — высота, на которую поднят груз; F — площадь поршня. Отсюда и следует уравнение полной энергии (2.35).

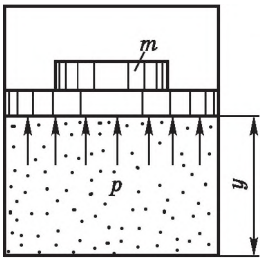


Рис. 2.5. Схема для определения полной энергии расширяющейся системы

Для системы, содержащей 1 кг рабочего тела, удельная энтальпия, Дж/кг,

$$h = u + pv. \qquad (2.36)$$

Величины, входящие в (2.36), — функции состояния, поэтому энтальпия — тоже функция состояния. Из этого следует, что dh — полный дифференциал, т. е. изменение энтальпии в процессе не зависит от его характера, а определяется только начальным и конечным состояниями системы:

$$\Delta h = \int_1^2 dh = h_2 - h_1. \qquad (2.37)$$

Если продифференцировать (2.36), то получим

$$dh = du + pdv + vdp = \delta q + vdp. \qquad (2.38)$$

Уравнение (2.38) — это другая форма записи первого закона термодинамики.

Пусть процесс изменения состояния рабочего тела протекает при $p = \text{const}$. Тогда из уравнения (2.38) будем иметь

$$dh = \delta q_p, \qquad (2.39)$$

где δq_p — количество теплоты при $p = \text{const}$. Учитывая, что для данного процесса $c_p = \delta q_p / dT$, получим

$$dh = c_p\, dT. \qquad (2.40)$$

Это уравнение справедливо для любого процесса, так как изменение энтальпии однозначно определяется начальным и конечным состояниями системы.

При $t = 0$ °С значение энтальпии принимают равным нулю.

2.7. Энтропия

Выше отмечалось, что величина δQ — неполный дифференциал. Из математики известно, что дифференциал какой-либо функции всегда можно превратить в полный, умножив его на интегрирующий множитель (делитель). У дифференциальной формы δQ интегрирующий делитель — термодинамическая температура T, следовательно,

$$\delta Q/T = dS, \tag{2.41}$$

где S — энтропия.

Энтропией называется функция состояния системы, дифференциал которой в элементарном обратимом процессе равен отношению бесконечно малого количества теплоты, сообщенного системе, к абсолютной температуре последней.

Для системы, включающей 1 кг рабочего тела,

$$\delta q/T = ds. \tag{2.42}$$

где s — удельная энтропия, Дж/(кг · К).

Запишем уравнение (2.42) с учетом уравнений (2.18) и (2.23):

$$ds = \delta q/T = (c_v dT + pdv)/T = c_v(dT/T) + Rdv/v. \tag{2.43}$$

Нетрудно заметить, что уравнение (2.43) представляет собой полный дифференциал. Интегрируя это уравнение при условии $c_v = \text{const}$, получим

$$s_2 - s_1 = \int \frac{\delta q}{T} = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \tag{2.44}$$

Из уравнения (2.44) следует, что изменение параметра s не зависит от процесса, а определяется исключительно начальными и конечными значениями параметров состояния T и v.

Из уравнения (2.40) с учетом уравнения (2.38) получим

$$\delta q = c_p dT - vdp,$$

откуда

$$ds = \delta q/T = c_p \frac{dT}{T} - \frac{vdp}{T} = c_p \frac{dT}{T} - R\frac{dp}{p}, \tag{2.45}$$

а

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}. \tag{2.46}$$

Поскольку энтропия — это однозначная функция состояния, то $\oint ds = \oint \delta q/T$ для любого кругового равновесного процесса равен нулю. Кроме того, если для данного рабочего тела известны энтропия и один из параметров состояния, то однозначно определится его термодинами-

ческое состояние. Очевидно, что линия в координатах $T—s$, $p—s$ или $s—v$ будет изображать равновесный термодинамический процесс. Чрезвычайно удобной для термодинамических расчетов оказывается $T—s$-диаграмма.

На $T—s$-диаграмме (рис. 2.6) кривая $A—B$ изображает термодинамический процесс. Так как $T > 0$, то из $ds = \delta q/T$ следует, что при $ds > 0$ теплота к рабочему телу подводится, а при $ds < 0$ — отводится. Так, процесс, изображенный на рис. 2.6, протекает с возрастанием энтропии, т. е. теплота подводится к рабочему телу.

Так как $\delta q = Tds$, то, следовательно, площадь заштрихованной площадки равна δq, площадь $1—2—b—a—1 = \int Tds = \int \delta q = q$ — теплоте, подведенной в этом процессе.

Если провести касательную к линии процесса $1—2$ в точке A, то отрезок MN на оси абсцисс дает значение массовой теплоемкости в данном состоянии рабочего тела. Это вытекает из подобия треугольников ABD и MAN:

$$MN = T\frac{ds}{dT} = \frac{\delta q}{dT} = c.$$

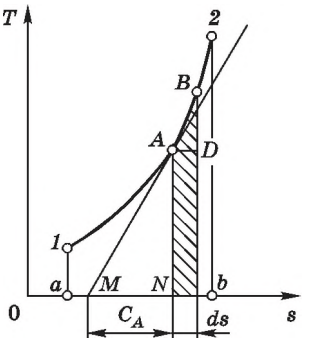


Рис. 2.6. Изображение теплоемкости и теплоты термодинамического процесса в $T—s$-координатах

Из уравнения (2.38) получим

$$dh = \delta q - vdp. \qquad (2.47)$$

Если объединить выражения (2.18) и (2.47) с учетом уравнений (2.15) и (2.41), будем иметь

$$Tds = du + pdv = dh - vdp. \qquad (2.48)$$

Это уравнение называют *термодинамическим тождеством.*

Уравнения (2.19) и (2.47) первого закона термодинамики относятся к так называемым функциям Пфаффа от двух переменных величин. Возможны два вида этой функции: 1) она является полным дифференциалом некоторой функции $П = f(x, y)$; 2) функция $П$ от x и y не существует.

Первый вид функции в математике называется функцией точки, а в термодинамике — функцией состояния. Это означает, что в любом состоянии, определяемом параметрами x и y, функция $П$ имеет конкретное значение, зависящее от двух других параметров.

Функцию Пфаффа второго вида в математике называют функцией линии, а в термодинамике — функцией процесса. Это означает, что функция $П$ зависит от процесса, а не от параметров рабочего тела в начале и в конце этого процесса.

Поскольку параметры термодинамической системы p, v и T, а также внутренняя энергия и энтальпия являются функциями состояния системы, то их дифференциал полный.

В термодинамике функцией процесса является работа l и ее дифференциал есть неполным. Теплота q является функцией двух величин, одна из которых относится к функции процесса и поэтому ее дифференциал неполный.

Для полного дифференциала принят символ d (dp, dx и т.д.), для неполного — символ δ (δl, δq).

2.8. Термодинамические процессы идеальных газов в закрытых системах

Изменением двух параметров состояния определяется изменение состояния системы, а следовательно, и остальных параметров. Однако немаловажный практический интерес представляют частные термодинамические процессы: изохорный ($dv = 0$), протекающий при постоянном объеме; изобарный ($dp = 0$) — при постоянном давлении; изотермический ($dT = 0$) — при постоянной температуре; адиабатный ($\delta q = 0$), протекающий без теплообмена с окружающей средой. Обобщающим процессом, охватывающим всю совокупность основных термодинамических процессов, является политропный процесс.

Задача анализа термодинамического процесса — установление закономерностей изменения параметров состояния рабочего тела и особенностей превращения энергии в данном процессе.

Изохорный процесс определяется условием $dv = 0$, т. е. $v = \text{const}$. Графики процесса представлены на рис. 2.7. Из уравнения состояния следует, что $R/v = p/T = \text{const}$, т. е. давление идеального газа пропорционально его абсолютной температуре.

Так как $dv = 0$, то работа расширения-сжатия в этом процессе не совершается.

Из первого закона термодинамики с учетом уравнения (2.42) будем иметь

$$\delta q = Tds = c_v dT = du, \qquad (2.49)$$

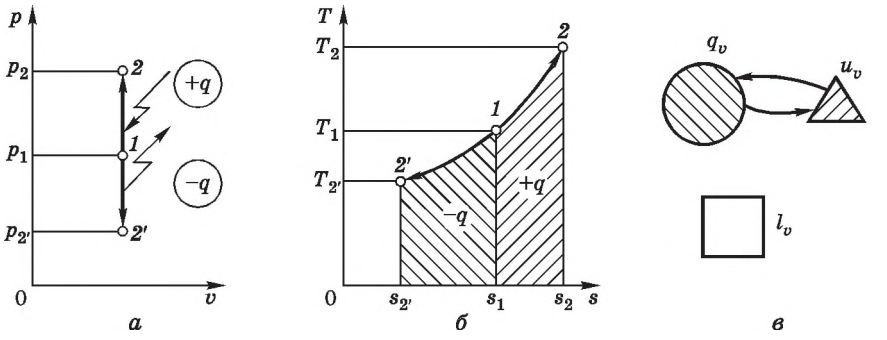


Рис. 2.7. Изображение изохорного процесса в p—v- и T—s-координатах

т. е. вся подведенная (отведенная) теплота идет на изменение внутренней энергии тела. Принимая, что $c_v = \text{const}$, получим

$$q = \Delta u = c_v(T_2 - T_1). \tag{2.50}$$

Учитывая, что в данном случае $v_1 = v_2$, из уравнения (2.44) следует, что

$$\Delta s_v = s_2 - s_1 = c_v \ln(T_2/T_1), \tag{2.51}$$

т. е. в T—s-координатах изохорный процесс описывается логарифмической зависимостью. При $ds > 0$ (процесс *1—2*) теплота подводится к рабочему телу, при $ds < 0$ (процесс *1—2′*) теплота отводится. Подкасательная (отрезок c_v—ds на оси абсцисс) определяет значение теплоемкости. Площадь под кривой процесса в T—s-координатах (заштрихованная площадь) определяет количество теплоты, которое подводится в этом процессе (с учетом масштаба диаграммы).

Если величину δq изобразить условно кругом, работу — прямоугольником, а внутреннюю энергию — треугольником, то схема энергобаланса будет иметь вид, показаний на рис. 2.7, *в*.

Изобарный процесс характеризуется постоянным значением давления ($p = \text{const}$). Из уравнения состояния идеального газа получим $v/T = R/p = \text{const}$, т. е. в изобарном процессе объем газа пропорционален его абсолютной температуре.

Работа, совершаемая 1 кг газа,

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = p(v_2 - v_1). \tag{2.52}$$

В p—x-координатах работа l численно равна площади под кривой процесса *1—2* (рис. 2.8). На этом рисунке линия *1—2* изображает процесс расширения (работа положительная), а линия *1—2′* — процесс сжатия (работа отрицательная).

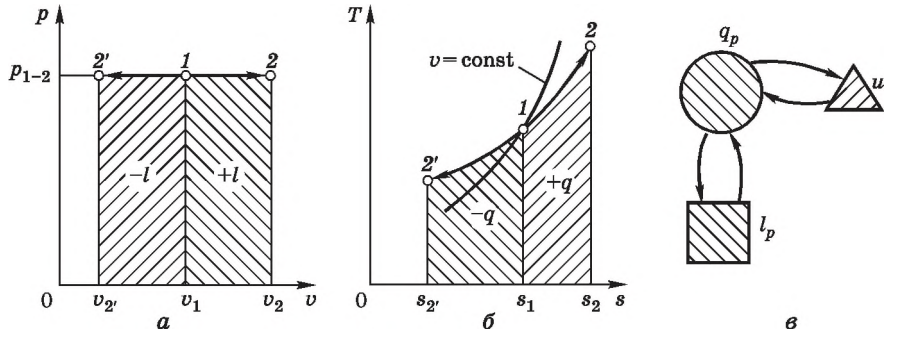


Рис. 2.8. Изображение изобарного процесса в p—v- и T—s-координатах

Количество теплоты, которое подводится к рабочему телу или отводится от него в предложении, что теплоемкость c_p — величина постоянная,

$$q = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT = c_p(T_2 - T_1). \qquad (2.53)$$

Из уравнения состояния следует, что теплота в данном случае расходуется как на совершение работы, так и на изменения внутренней энергии. Если обратиться к уравнению (2.45), то получим, что в данном случае

$$\delta q = dh, \qquad (2.54)$$

т. е. теплота, подведенная к рабочему телу или отведенная от него в изобарном процессе, приводит к изменению его энтальпии. Согласно уравнению (2.46) при p = const

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}, \qquad (2.55)$$

т. е. на T—s-диаграмме изобарный процесс изображается логарифмической функцией. Так как $c_p > c_v$, то в T—s-координатах диаграмма идет более полого, чем изохора. На рис. 2.8 процесс *1—2* протекает с подведением теплоты ($\Delta s > 0$), а процесс *1—2′* — с отведением ее ($\Delta s < 0$).

Количество теплоты, подведенной к рабочему телу, равно площади под кривой процесса *1—2*. Как указывалось выше, в данном случае оно равно Δh. Схема энергобаланса процесса показана на рис. 28, *в*.

Изотермический процесс характеризуется постоянной температурой. Из уравнения состояния следует, что $p_1/p_2 = v_2/v_1$, т.е. объем и давление идеального газа обратно пропорциональны.

В p—v-координатах (рис. 2.9) изотермический процесс изображается равнобокой гиперболой: *1—2* — процесс расширения, *1—2′* — процесс

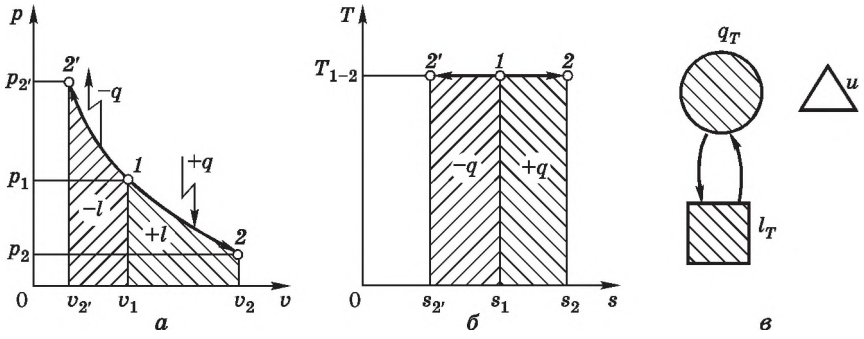


Рис. 2.9. Изображение изотермического процесса в p—v- и T—s-координатах

сжатия. В $T—s$-координатах процесс *1—2* протекает с подведением теплоты, а процесс *1—2′* — с отведением ее.

Работа процесса

$$l = \int_{\upsilon_1}^{\upsilon_2} p d\upsilon = \int_{\upsilon_1}^{\upsilon_2} RT d\upsilon/\upsilon = RT \ln(\upsilon_2/\upsilon_1) = RT \ln(p_1/p_2). \qquad (2.56)$$

Так как $T = \text{const}$, то из уравнений (2.28) и (2.47) следует, что $\Delta U = 0$ и $\Delta h = 0$. Поэтому вся подведенная к рабочему телу теплота расходуется на совершение работы, т.е.

$$q = l. \qquad (2.57)$$

Из уравнений (2.51) и (2.46) вытекает, что изменение энтропии в изотермическом процессе

$$s_2 - s_1 = R \ln(\upsilon_2/\upsilon_1) = R \ln(p_1/p_2). \qquad (2.58)$$

В соответствии с зависимостью (2.22) теплоемкость изотермического процесса $c_T = \pm\infty$. Схема энергобаланса процесса показана на рис. 2.9, *в*.

Адиабатныйпроцесс — это процесс, протекающий без теплообмена с окружающей средой: $\delta q = 0$.

Из уравнения первого закона термодинамики следует, что

$$c_p dT = \upsilon dp = 0;$$

$$c_\upsilon dT = -p d\upsilon = 0.$$

Поделив первое уравнение на второе и учитывая, что $c_p/c_\upsilon = k$, получим $k = -\upsilon dp/p d\upsilon$ или $k d\upsilon/\upsilon + dp/p = 0$, откуда

$$k \ln \frac{\upsilon_2}{\upsilon_1} + \ln \frac{p_2}{p_1} = 0,$$

т.е.

$$p\upsilon^k = \text{const}. \qquad (2.59)$$

Уравнение (2.59) является уравнением адиабатного процесса, а k — показателем адиабаты [см. (2.28)]. Поскольку $k > 1$, то в $p—\upsilon$-координатах линия адиабаты идет круче изотермы.

Для состояний *1* и *2* при адиабатном процессе, учитывая (2.59), получим

$$p_2/p_1 = (\upsilon_1/\upsilon_2)^k; \qquad (2.60)$$

$$T_2/T_1 = (\upsilon_1/\upsilon_2)^{k-1}; \qquad (2.61)$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \qquad (2.62)$$

Согласно первому закону термодинамики работа расширения совер-

шается за счет внутренней энергии:

$$l = \Delta u = c_v(T_1 - T_2). \tag{2.63}$$

С учетом зависимостей (2.26) и (2.28) будем иметь

$$l = \frac{k}{k-1}(T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

После простых преобразований получим

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \tag{2.64}$$

Работа l численно равна площади под кривой *1—2* (рис. 2.10). В данном случае $\Delta v > 0$ и поэтому $l > 0$.

Поскольку при адиабатном процессе $\delta q = 0$, то $ds = 0$, следовательно,

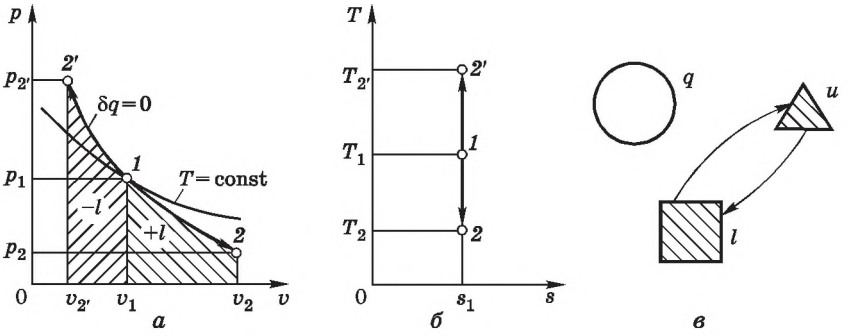


Рис. 2.10. Изображение адиабатного процесса в $p—v$- и $T—s$-координатах

s = const. Адиабатный обратимый процесс является изоэнтропийным, т. е. протекает при постоянном значении энтропии. На рис. 2.10 линия *1—2* соответствует расширению рабочего тела (процесс сопровождается уменьшением температуры), а линия *1—2′* — сжатию рабочего тела.

Согласно уравнению (2.22) при адиабатном процессе теплоемкость равна нулю. Схема энергобаланса процесса показана на рис. 2.10, *в*.

Политропный процесс характеризуется тем, что он протекает в идеальном газе при постоянном значении теплоемкости, которая может иметь любое числовое значение от $-\infty$ до $+\infty$. Для политропного процесса доля количества теплоты, расходуемой на изменение внутренней энергии, остается неизменной:

$$q = \Delta u / q = \text{const}.$$

Выведем уравнение политропы. Пусть $c_п$ — теплоемкость поли-

тропного процесса. В соответствии с уравнениями (2.16), (2.19) и (2.24) получим

$$(c_{\text{п}} - c_v)\,dT = pdv.$$

Используя уравнение (2.45), после ряда преобразований будем иметь

$$(c_{\text{п}} - c_p)/(c_{\text{п}} - c_v) = -vdp/(pdv).$$

Так как из определения политропного процесса следует, что теплоемкость — величина постоянная, то, обозначив

$$(c_{\text{п}} - c_p)/(c_{\text{п}} - c_v) = n, \tag{2.65}$$

после интегрирования получим

$$pv^n = \text{const}. \tag{2.66}$$

Уравнение (2.66) называется уравнением политропного процесса, а n — показателем политропы.

По аналогии с выражениями (2.60)—(2.62) для политропы справедлива следующая связь между основными параметрами состояния:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^n; \tag{2.67}$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{n-1}; \tag{2.68}$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(n-1)/n}. \tag{2.69}$$

Работу политропного процесса можно определить по формуле, аналогичной формуле (2.64), заменив k на n:

$$l = \frac{p_1 v_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]. \tag{2.70}$$

Выражение для теплоемкости идеального рабочего тела в политропном процессе вытекает из формулы (2.65):

$$c_{\text{п}} = c_v \frac{n-k}{n-1}. \tag{2.71}$$

Изменение энтропии

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_{\text{п}} \ln \frac{T_2}{T_1} = c_v \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \tag{2.72}$$

Политропный процесс включает в себя всю совокупность основных термодинамических процессов, поэтому имеет и обобщающее значение. На самом деле из уравнений (2.66) и (2.71) нетрудно заключить, что

при $n = \pm\infty$ $c_{\text{п}} = c_v$ и $v = \text{const}$ (изохорный процесс);

при $n = 0$ $c_{\text{п}} = c_p$ и $p = \text{const}$ (изобарный процесс);
при $n = 1$ $c_{\text{п}} = \infty$ и $px = \text{const}$ (изотермический процесс);
при $n = k$ $n_{\text{п}} = 0$ и $px^k = \text{const}$ (адиабатный процесс).

На рис. 2.11 в p—x- и T—s-координатах приведены совмещенные графические зависимости различных термодинамических процессов.

Рассмотрим процесс расширения газа. При изменении значения n от $-\infty$ до $+\infty$ все рассматриваемые политропные процессы можно разбить на три группы.

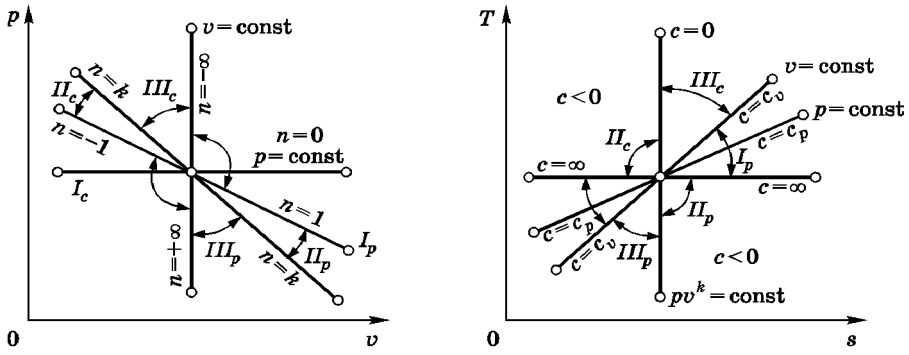


Рис. 2.11. Совмещение диаграмм различных термодинамических процессов в p—v- и T—s-координатах

Для первой группы при $-\infty < n < 1$ $dT > 0$, следовательно, $du = c_v dT > 0$ и $dh = c_p dT > 0$. На этом участке политропных процессов $ds > 0$, а значит, и $\delta q > 0$. Отсюда следует, что теплоемкость $c_{\text{п}} = \delta q / dT > 0$. Подведенное к газу количество теплоты расходуется на совершение работы расширения и на увеличение внутренней энергии.

Для второй группы при $1 < n < k$ $dT < 0$. Отсюда следует, что $du < 0$ и $dh < 0$. Так как $ds > 0$, то $\delta q > 0$, а теплоемкость $c_{\text{п}} = \delta q / dT < 0$. Для термодинамических процессов этой группы характерно то, что работа совершается как за счет подводимого количества теплоты, так и за счет внутренней энергии.

Для третьей группы при $k < n < +\infty$ $dT < 0$, $du < 0$ и $dh < 0$. Так как $ds < 0$, то $\delta q < 0$ и теплоемкость положительна ($c_{\text{п}} > 0$). В этих процессах работа расширения совершается за счет внутренней энергии. В то же время теплота от рабочего тела отводится в окружающую среду.

Аналогичный анализ можно сделать для процесса сжатия газа.

Пользуясь изображением термодинамического политропного процесса на p—v- и T—s-диаграммах, можно путем интерполяции найти показатель политропы и определить все интересующие нас величины для данного процесса: основные параметры состояния, соотношения между ними, работу, изменения внутренней энергии, энтальпии и т.п.

Контрольные вопросы и задания

1. В чем суть внутренней энергии системы? Докажите, что внутренняя энергия — это параметр состояния. В чем различие внутренних энергий идеального и реального рабочих тел?

2. Выведите выражение для работы. Покажите, что площадь под кривой процесса в p–v-координатах численно равна работе.

3. Что такое работа и теплота? Что между ними общего и чем они различаются?

4. Выведите уравнение первого закона термодинамики. Дайте формулировку этого закона.

5. Что такое истинная и средняя теплоемкости? Укажите на связь (графическую и аналитическую) между ними. Перечислите различные виды теплоемкости, укажите их единицы и запишите связь между ними. Выведите формулу Майера.

6. Как выражается теплоемкость смеси газов через массовую и объемную долю компонентов?

7. Что такое энтальпия, в каких единицах она измеряется? Приведите расчетные выражения для внутренней энергии и энтальпии. Выведите уравнение первого закона термодинамики, включающее энтальпию.

8. Докажите, что энтропия — параметр состояния. Получите зависимость энтропии от основных термодинамических параметров, а также уравнение термодинамического тождества.

9. Покажите, что площадь под кривой процесса в T—s-координатах численно равна количеству теплоты, подведенной к рабочему телу или отведенной от него. Какова зависимость между подведенным или отведенным количеством теплоты в процессе изменения энтропии?

10. Приведите расчетные выражения для количества теплоты, используя различные виды уравнения первого закона термодинамики, а также формулы для теплоемкости, энтальпии, энтропии.

11. Дайте анализ основных термодинамических процессов идеального газа для закрытых систем (изохорного, изобарного, изотермического, адиабатного). Выведите расчетные зависимости для работы, количества теплоты, энтропии, связи между основными параметрами состояния.

12. Докажите, что политропный процесс является обобщающим, включающим все основные термодинамические процессы. Дайте анализ разных групп политропных процессов расширения и сжатия в p—v- и T—s-координатах.

3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

3.1. Общая характеристика

Второй закон термодинамики, как и первый, — это обобщение опыта. На основании множества наблюдений и экспериментов в разнообразных отраслях науки, техники и в биологических явлениях установлены специфические свойства теплоты, в том числе особенности взаимного превращения теплоты и работы, которые обнаруживаются при макрофизическом подходе к изучению природы.

Первый закон термодинамики, утверждая взаимопревращаемость теплоты и работы, не указывает на возможные при этом ограничения.

Различные формы передачи энергии неравноценны. Энергия теплового движения стремится в большей степени, чем другие виды энергии, сохраниться или даже приумножиться за счет какой-либо другой энергии. Так, естественные (самопроизвольные) процессы имеют определенную направленность, а именно они протекают в сторону достижения системой равновесного состояния. На практике не обнаружено случаев самопроизвольного перехода теплоты от тела с более низкой температурой к телу с более высокой температурой. Опыт показывает, что в круговом процессе при непрерывном превращении теплоты в работу (что является основой тепловых двигателей) не вся подведенная к рабочему телу теплота, как практически, так и теоретически, может быть превращена в работу.

Второй закон термодинамики обобщает особенности теплоты как формы передачи энергии, обнаруженные при макрофизическом подходе к явлениям природы. Он выражает закон о существовании энтропии и определяет закономерности ее изменения при протекании обратимых и необратимых процессов в изолированных системах.

Самопроизвольный процесс передачи теплоты направлен в сторону тел с меньшей температурой. Для передачи теплоты от менее нагретого тела к более нагретому должна быть затрачена определенная работа. Констатация этой особенности позволяет сформулировать второй закон термодинамики следующим образом: *некомпенсированный (т. е. без затраты определенной работы) переход теплоты от тела с меньшей температурой к телу с большей температурой невозможен (формулировка Р. Клаузиуса)*.

Второй закон термодинамики указывает на условия, при которых теплота может быть превращена в работу сколь угодно долго работающего двигателя. Рассмотрим круговой процесс $A—B—C—D$ в $p—v$-координатах (рис. 3.1, *а*) и $a—b—c—d$ в $T—s$-координатах. На участке $A—B—C$ рабочее тело получает от нагревателя (источника теплоты) некоторое количество теплоты, в результате чего совершает работу расширения $l_1 = A—B—C—E—F—A$. Затем на участке сжатия $C—D—A$ оно возвращается в исходное состояние, определяемое точкой A. Для осуществления этого процесса от рабочего тела необходимо отвести

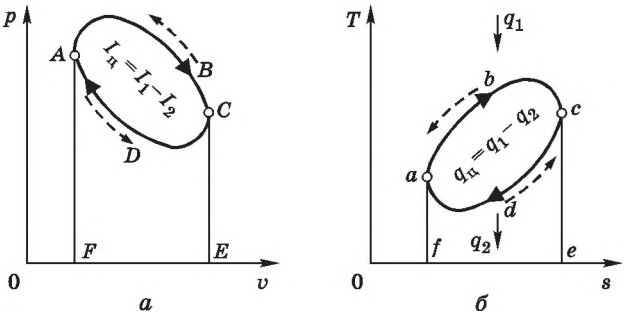


Рис. 3.1. Графическое изображение цикла:

а — в *p—v*-координатах; *б* — *T—s*-координатах

определенное количество теплоты. Работа сжатия l_2 на участке $C—D—A$ отрицательная. Следовательно, работа цикла равна $l_ц = l_1 - l_2 =$ = пл. $A—B—C—D—A$, т. е. площади цикла. Заметим, что в данном случае при протекании цикла по ходу часовой стрелки работа $l_ц > 0$, так как положительная работа расширения l_1 больше отрицательной работы сжатия l_2. Такой цикл называют *прямым*.

В $T—s$-координатах (рис. 3.1, *б*) на участке $a—b—c$ при $\Delta s > 0$ к рабочему телу от источника теплоты подводится количество теплоты q_1 = пл. $a—b—c—e—f—a$. Для возвращения в исходное состояние A необходимо отвести от рабочего тела (на участке $c—d—a$ при $\Delta s < 0$) количество теплоты q_2 = пл. $c—d—a—f—e—c$. Отсюда следует, что количество теплоты, превращенной в цикле в работу, $q_ц = q_1 - q_2 =$ = пл. $a—b—c—d—a > 0$. Из выполненного анализа можно сделать вывод, что для осуществления кругового процесса необходимо наличие трех элементов: источника теплоты (нагревателя) с температурой T_1, охладителя с температурой $T_2 < T_1$ и рабочего тела, которое последовательно вступает в теплообмен с нагревателем и охладителем (рис. 3.2). На основе изложенного второй закон термодинамики можно формулировать так:

невозможно построить периодически действующую машину, совершающую механическую работу и соответственно охлаждающую источник теплоты (формулировка В. Томсона);

для получения из теплоты работы необходимо иметь разность температур (формулировка С. Карно).

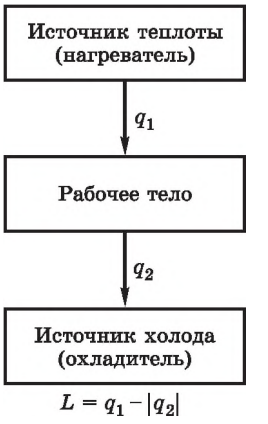


Рис. 3.2. Схема превращения теплоты в работу

Циклически работающий тепловой двигатель, в результате действия которого можно было бы получить работу только за счет поступления теплоты от нагревателя, т. е. без отведения ее к охладителю, называется *вечным двигателем второго рода Томсона — Планка*. Поэтому второй закон термодинамики можно сформулировать так: *невозможно осуществить вечный двигатель второго рода.*

Равновесное состояние системы более вероятно и поэтому естественные (самопроизвольные) процессы стремятся к равновесному состоянию. Это позволило Д. Больцману дать следующую формулировку второго закона термодинамики: *природа стремится к переходу от менее вероятных состояний к более вероятным.*

В заключение заметим, что в тепловых двигателях (двигатели внутреннего сгорания, газовые и паровые турбины и пр.) источниками теплоты служат реакции сжатия топлива или внутриядерные реакции. В качестве теплоприемника (охладителя) используется окружающая среда, т. е. атмосфера, а в качестве рабочего тела — газы (продукты сгорания топлива) или пары.

3.2. Термический анализ циклов

Термическим коэффициентом полезного действиям (КПД) называется отношение работы $l_ц$, произведенной двигателем в течение цикла, к количеству теплоты q_1, подведенной за этот цикл от источника теплоты:

$$\eta_t = l_ц/q_1 = (q_1 - q_2)/q_1. \qquad (3.1)$$

Термическим КПД оценивается степень совершенства цикла теплового двигателя. Чем выше КПД, тем больше работа, полученная при заданном количестве подведенной теплоты q_1, т. е. экономичность двигателя выше.

Цикл, протекающий в обратном направлении, т. е. против хода часовой стрелки, называется *обратным.* На рис. 3.1 направленность цикла показана штриховыми линиями со стрелками. В таком цикле работа $l_ц$ отрицательна: $l_ц = q_2 - q_1$, где $l_ц$, q_1 и q_2 — абсолютные величины.

За счет внешней работы $l_ц$, расходуемой на осуществление обратного цикла, можно передать теплоту от источника с низкой температурой к источнику с более высокой температурой. При этом от источника с низкой температурой отводится количество теплоты q_2, а высокотемпературный источник получит количество теплоты $q_1 = q_2 + l_ц$.

По обратному циклу работают холодильные машины. В этих машинах желательно, чтобы при минимальной затрате внешней работы количество теплоты, отводимое от менее нагретого тела к более нагретому, было возможно большим. Поэтому эффективность обратного цикла оценивается *холодильным коэффициентом*:

$$\varepsilon_х = q_2/l_ц = q_2/(q_1 - q_2). \qquad (3.2)$$

3.3. Цикл Карно

Прямой цикл Карно, предложенный в 1824 г. французским ученым С. Карно, является идеальным циклом тепловой машины, так как обеспечивает наиболее полное превращение теплоты в работу.

Цикл Карно состоит из обратимых процессов, а именно: из двух изотерм (*a*—*b* и *c*—*d*) и двух адиабат (*b*—*c* и *d*—*a*) (рис. 3.3). На участке расширения *a*—*b* к рабочему телу подводится от нагревателя количество теплоты q_1 при температуре T_1. В дальнейшем на участке *b*—*c* происходит адиабатное расширение от температуры T_1 до температуры T_2. На участке *c*—*d* происходит изотермное сжатие. При этом от рабочего тела отводится к охладителю количество теплоты q_2 при температуре T_2. В результате дальнейшего адиабатного сжатия на участке *d*—*a* рабочее тело возвращается в исходное состояние. Заметим, что на участках *a*—*b* и *c*—*d* (изотермы) изменение внутренней энергии равно нулю и подведенная (отведенная) теплота равна работе. На участках *b*—*c* и *d*—*a* нет подведения (отведения) теплоты и работа совершается за счет внутренней энергии (в процессе сжатия *d*—*a* затраченная работа расходуется на увеличение внутренней энергии рабочего тела).

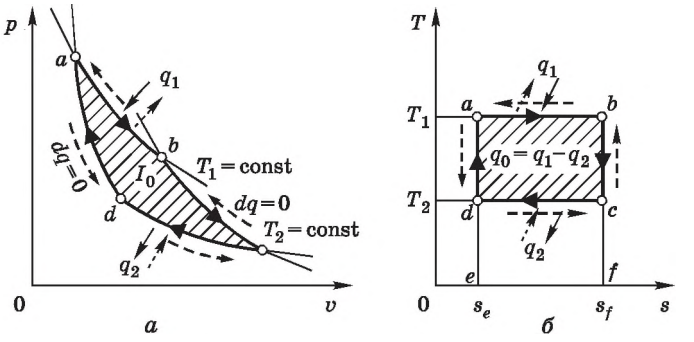


Рис. 3.3. Цикл Карно:
а — в *p*—*v*-координатах; *б* — в *T*—*s*-координатах

Пользуясь изображением цикла в *T*—*s*-координатах, определим термический КПД цикла Карно

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{T_1\left(s_f - s_e\right) - T_2\left(s_f - s_e\right)}{T_1\left(s_f - s_e\right)} = \frac{T_1 - T_2}{T_1},$$

или

$$\eta_t = 1 - T_2/T_1. \qquad (3.3)$$

Повысить КПД цикла Карно можно либо за счет увеличения температуры T_1 источника теплоты, либо за счет уменьшения температуры T_2 охладителя. Получить КПД, равный единице, можно лишь в тех случаях, когда $T_1 \to \infty$ либо $T_2 \to 0$, что недостижимо. Второму закону термодинамики не противоречит достижение температуры 0 К, но осуществление цикла Карно с температурой охладителя $T_2 = 0$ К в принципе невозможно. Если отсутствует перепад температуры ($T_1 = T_2$), то термический КПД равен нулю.

Для обратного обратимого цикла Карно (на рис. 3.3 направление протекания процесса показано штриховыми линиями со стрелками) холодильный коэффициент

$$\varepsilon_x = T_2/(T_1 - T_2). \qquad (3.4)$$

В формулах (3.3) и (3.4) отсутствуют члены, характеризующие свойства рабочего тела, из чего следует, что термический КПД и холодильный коэффициент цикла Карно не зависят от природы рабочего тела (идеальный или реальный газ), а определяются только абсолютными температурами источника теплоты и охладителя. Это положение имеет название *теоремы Карно.*

Эквивалентный цикл Карно. Пусть имеется обратимый цикл *A—B—C—D* (рис. 3.4). Этот цикл можно заменить эквивалентным по КПД циклом Карно *1—2—3—4*, в котором изменения энтропии $\Delta s = s_2 - s_1$ и количеств теплоты q_1 и q_2 соответственно равны их значениям в цикле *A—B—C—D* (так, площадь под изотермой *1—2* с температурой $T_{1ср}$ равна площади под кривой *A—B—C*, а площадь под изотермой *3—4* с температурой $T_{2ср}$ — площади под кривой *C—D—A*).

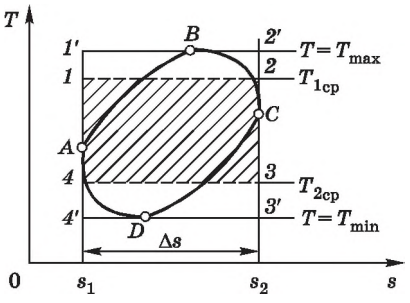


Рис. 3.4. Эквивалентный цикл Карно

Сравним этот цикл с циклом Карно *1′—2′—3′—4′*, осуществляемым между температурами T_{max} и T_{min} цикла *A—B—C—D*. Нетрудно убедиться, что термический КПД цикла *A—B—C—D* меньше термического КПД цикла *1′—2′—3′—4′*:

$$\eta_{t_{ABCD}} = 1 - T_{2ср}/T_{1ср} < 1 - T_{min}/T_{max}. \qquad (3.5)$$

Из формулы (3.5) следует, что при одинаковых предельных температурах обратимый цикл Карно имеет более высокое значение термического КПД, чем любой другой обратимый цикл. Поэтому, хотя тепловые двигатели, используемые в технике, не работают по циклу Карно, значение последнего велико, так как он является мерой совершенства для всех других циклов.

Обобщенный (регенеративный) цикл Карно. В современных тепловых и холодильных установках применяют регенерацию теплоты как метод повышения их эффективности. Этот принцип играет большую роль в повышении КПД теплосиловых установок. Примером регенерации теплоты может служить обобщенный цикл Карно.

Рассмотрим цикл *A—B—C—D* (рис. 3.5), состоящий из изотерм *A—B* и *C—D* и двух произвольных равновесных процессов *B—C* и *D—A*, которые в *T—s*-координатах эквидистантны. Процесс *B—C* протекает с уменьшением энтропии, т. е. на этом участке цикла теплота отводится от рабочего тела; на участке *D—A* теплота подводится к рабочему телу ($\Delta s > 0$). Количество теплоты δq, отводимой при температуре T на участке

B—C, равно количеству теплоты, подводимой к телу при температуре T на участке D—A. Так как линии B—C и D—A эквидистантны, то количество отданной теплоты на участке B—C будет равно количеству теплоты, полученной на участке D—A (площади B—C—C'—B'—B и D—A—A'—D'—A равны). Поэтому, оценивая значение КПД такого цикла, следует учитывать количество теплоты q_1, эквивалентное площади A—B—B'—A'—A, и q_2 — площади C—D—D'—C'—C.

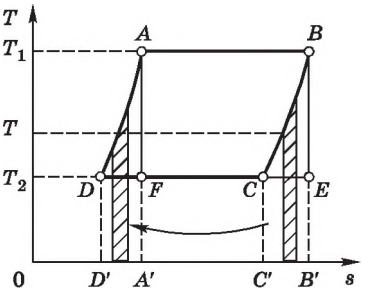


Рис. 3.5. Обобщенный цикл Карно

Термический КПД рассматриваемого цикла равен КПД цикла Карно:

$$\eta_t = (q_1 - q_2)/q_1 = (T_1 - T_2)/T_1.$$

Нетрудно убедиться в том, что цикл Карно является частным случаем данного цикла, который поэтому называется *обобщенным (регенеративным) циклом Карно*.

3.4. Изменение энтропии в обратимых и необратимых процессах

Из уравнения (3.3) следует, что для обратимого цикла Карно

$$q_1/T_1 = q_2/T_2, \tag{3.6}$$

а сумма приведенных теплот равна нулю. Если учесть, что $q_1 > 0$ и $q_2 < 0$, то получим

$$q_1/T_1 + q_2/T_2 = 0. \tag{3.7}$$

Отношение количества теплоты к абсолютной температуре, при которой она подведена к телу или отведена от него, называют *приведенной теплотой*.

Рассмотрим произвольный обратный цикл (рис. 3.6). Проведя множество адиабат, расположенных на бесконечно малом расстоянии друг от друга, мы можем разбить исходный цикл на бесконечное число элементарных циклов Карно a—b—c—d, так как точки a и b расположены бесконечно близко одна к другой. Температуру рабочего тела на этом участке можно считать постоянной ($T = T_1$); точно так же на участке c—d температура $T = T_2$. Для элементарного цикла Карно a—b—c—d можем написать

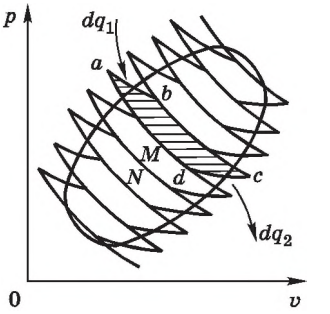


Рис. 3.6. p—v-Диаграмма цикла

$$\delta q_1/T_1 + \delta q_2/T_2 = 0. \tag{3.8}$$

Если учесть всю совокупность элементарных циклов Карно, т. е. перейти к интегралу, то получим

$$\int (\delta q_1/T_1) + \int (\delta q_2/T_2) = 0 \qquad (3.9)$$

или

$$\oint (\delta q/T) = 0.$$

Для двух смежных элементарных циклов Карно, например M и N, адиабаты проходят в прямом и обратном направлениях, поэтому в результате работа вдоль рассматриваемой адиабаты равна нулю. В адиабатном процессе теплота не подводится к рабочему телу или не отводится от него. В результате интегрирование производится только по контуру исходного цикла. Напомним, что на определенном участке цикла процесс происходит с подведением теплоты ($\delta q_1 > 0$), на остальном — с отведением ее ($\delta q_2 < 0$). Таким образом, для любого обратимого цикла сумма приведенных теплот равна нулю.

Выше было сказано, что подынтегральное выражение $\delta q/T$ — полный дифференциал некоторой функции, названной энтропией. Таким образом,

$$\oint ds = 0. \qquad (3.10)$$

Перейдем к рассмотрению второго закона термодинамики для неравновесных (необратимых) процессов.

В элементарном цикле Карно с необратимыми процессами, осуществляемом в том же интервале температур T_1 и T_2, что и обратимый цикл, совершаемая работа будет меньше, т. е. $\eta_{t_н} < \eta_{t_о}$ (индексы «н» и «о» указывают на необратимый и обратимый циклы). Следовательно,

$$1 - \left.\frac{\delta q_2}{\delta q_1}\right|_{н} < 1 - \frac{T_2}{T_1}, \quad \text{или} \quad \frac{\delta q_2}{T_2} > \frac{\delta q_1}{T_1}.$$

Учитывая, что $\delta q_2/T_2 < 0$ и по абсолютной величине больше $\delta q_1/T_1$, будем иметь

$$\delta q_1/T_1 + \delta q_2/T_2 < 0.$$

После интегрирования по контуру получим

$$\oint (\delta q/T) < 0. \qquad (3.11)$$

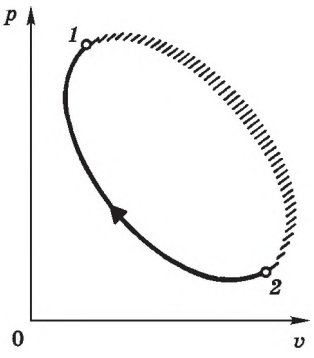


Рис. 3.7. Необратимый цикл в p—v-координатах

Рассмотрим для некоторой системы равновесные состояния *1* и *2*. Переход *2—1* является обратимым, а *1—2* — необратимым (рис. 3.7). Так как неравновесный процесс нельзя изобразить на диаграмме, на рисунке он показан условно прерывистой линией. На основании вышеизложенного можем записать

$$\int_{н}(\delta q/T) + \int_{о}(\delta q/T) < 0. \qquad (3.12)$$

Для обратимого процесса *2—1* $\int_{о}(\delta q/T) = s_1 - s_2$. В таком случае

$$\int_{н}(\delta q/T) + s_1 - s_2 < 0,$$

или

$$s_2 - s_1 > \int_{н}(\delta q/T).$$

Так как энтропия — параметр состояния, то при переходе системы из состояния *1* в состояние *2* равновесным или неравновесным путем разность $s_2 - s_1$ будет иметь одно и то же значение. Знак неравенства в выражении (3.12) указывает на то, что интеграл в правой части уравнения для неравновесного процесса не определяет разность энтропий — этот интеграл меньше изменения энтропии $s_2 - s_1$.

Для изолированных систем, которые не обмениваются с окружающей средой энергией, в том числе и теплотой ($\delta q = 0$), уравнение (3.12) имеет вид

$$s_2 - s_1 > 0 \qquad (3.13)$$

или в дифференциальной форме

$$ds > 0. \qquad (3.13')$$

Уравнение (3.13′) позволяет раскрыть физический смысл энтропии — *изменение энтропии является мерой необратимости процессов в замкнутой системе*.

Самопроизвольные (необратимые) процессы в изолированной системе приводят к увеличению энтропии. Это положение о возрастании энтропии в изолированной системе при неравновесных (необратимых) процессах выражает второй закон термодинамики для неравновесных процессов.

Объединяя уравнения (3.9) и (3.11), получим

$$\oint(\delta q/T) \geq 0. \qquad (3.14)$$

Это уравнение (обобщенное выражение *интеграла Клаузиуса*) является математическим выражением второго закона термодинамики для круговых процессов, где знак равенства относится к обратимым, а знак «>» — к необратимым круговым процессам.

Основное уравнение термодинамики, объединяющее ее первый и второй законы, для равновесных и неравновесных процессов записывается следующим образом:

$$T ds = du + p\,dv. \qquad (3.15)$$

Изложенное выше позволяет сделать ряд обобщений.

Второй закон (как и вся термодинамика) неприменим к микросистемам, так как тепловое движение существует лишь в системах,

состоящих из большого числа микрочастиц, т. е. для термодинамики существует нижняя граница ее применимости. Существует также верхняя граница ее применимости — законы термодинамики неприложимы к системам галактических размеров, поскольку у таких систем внутренняя энергия неаддитивная, а энтропия и температура в термодинамике определены для аддитивных систем.

Положение о возрастании энтропии в изолированной системе, в которой протекают необратимые процессы, привело Р. Клаузиуса к утверждению, что Вселенная рано или поздно придет в состояние термодинамического равновесия. При этом будет достигнут максимум значения энтропии и прекратятся макроскопические процессы, т. е. наступит «тепловая смерть».

Концепция «тепловой смерти» опровергается современной космологией. Ранее было сказано, что термодинамика неприменима к системам галактических размеров. Из рассмотрения Вселенной как гравитирующей системы следует, что для Вселенной не существует состояния максимальной энтропии. Поэтому достижение такого максимума и наступление «тепловой смерти» Вселенной невозможны.

3.5. Эффективность превращения энергии разных видов

Промышленное производство требует потребления различных видов энергии. Протекающие при этом процессы также сопровождаются превращениями энергии: химическая энергия превращается в тепловую, электрическая — в механическую и т.д. Главной задачей технической термодинамики является анализ условий преобразования одних видов энергетического воздействия в другие, т.е. условий превращения энергии. Как известно, первый закон термодинамики не накладывает никаких ограничений на превращения энергии одного вида в энергию другого вида при соблюдении закона сохранения энергии. Второй закон термодинамики устанавливает возможность того или иного превращения и определяет количественное соотношение во всех реальных процессах обмена энергией. К примеру, механическая энергия всегда и полностью может превратиться в теплоту, в то время как теплота превращается в работу лишь частично и при выполнении определенных условий.

В общем случае преобразователь энергии может получить первичную энергию в разных формах и отдавать энергию различным потребителям также в разных формах и количествах. Преобразователь может являться источником энергии для потребителя. В этом случае преобразователь отдает энергию за счет своей внутренней энергии. При отсутствии неравновесных и необратимых процессов первичная энергия может быть полностью преобразована в энергию любого иного вида. Максимальная эффективность преобразования работы в идеальных условиях теоретически может равняться единице. В реальных

условиях вследствие процессов диссипации эффективность преобразования снижается.

Эффективность превращения теплоты в работу характеризуется термическим КПД. Однако термический КПД цикла не отражает потерь, вызванных необратимостью реальных процессов, необходимых для преобразования энергии.

На основе термодинамического анализа установлено, что эффективность преобразования энергии определяется сопоставлением фактически получаемой работы в цикле с максимальным количеством работы, которое можно бы передать потребителю от данной термодинамической системы за счет ее внутренней энергии и подводимой к ней первичной энергии.

Максимальная работа системы может быть получена при рассмотрении равновесных процессов, в результате которых рабочее тело с начальным состоянием при давлении p_1 и температуре T_1 изменяет свое состояние до состояния окружающей среды p_0 и T_0. Вначале система из начального состояния адиабатно расширяется (сжимается) за счет внутренней энергии. В результате этого процесса температура рабочего тела становится равной температуре T_0. Если при достижении температуры T_0 давление системы не равно давлению окружающей среды p_0, то для достижения равновесия совершается изотермический процесс до тех пор, пока давление не становится равным давлению окружающей среды. При совершении изотермического процесса рабочее тело отдает окружающей среде или получает от нее количество теплоты q_0. Заранее принимается, что окружающая среда бесконечно велика и поэтому при передаче теплоты ее параметры не изменяются.

Максимально возможная работа, которую можно получить при обратимом переходе из данного состояния в состояние равновесия с окружающей средой, называется эксергией. В обратимых процессах эксергия системы остается постоянной величиной.

В соответствии со вторым законом термодинамики подведенная теплота q не может быть полностью превращена в работу. Часть энергии, которая не может быть использована для полезной работы, называется *анергией* и определяется уравнением

$$a_н = u_0 + T_0(s - s_0) + p(v - v_0), \qquad (3.16)$$

где параметры окружающей среды имеют индекс 0.

В зависимости от вида термодинамической системы, источников первичной энергии и условий протекания процессов в системе соотношение, выражающее максимальное количество работы, называется *функцией работоспособности.*

Для закрытой термодинамической системы функция работоспособности (которую принято называть *эксергией закрытой системы*) имеет вид

$$e_c = (u_1 - u_0) - T_0(s_1 - s_0) - p(v_1 - v_0). \qquad (3.17)$$

Как и эксергия, эта функция является функцией состояния при фиксированных параметрах окружающей среды.

Функция работоспособности теплоты используется в том случае, когда начальное и конечное состояния рабочего тела совпадают. Для получения полезной работы из теплоты необходимо, чтобы рабочее тело осуществило цикл. В этом случае $h_1 = h_0$ и $s_1 = s_0$. Из уравнения (3.17) следует функция работоспособности теплоты, которую также называют *эксергией теплоты*.

Эксергия теплоты в интервале температур *1—2*

$$e_{x_{q_{1-2}}} = q_{1-2} - T_0 \int_1^2 \frac{\delta q_1}{T_1}. \qquad (3.18)$$

Эксергия не использованной в цикле теплоты q_2 (анергия теплоты) в том же интервале температур равна

$$a_{x_{q_{1-2}}} = T_0 \int_1^2 \frac{\delta q_1}{T_1} = T_0 \int_1^2 ds. \qquad (3.19)$$

В этих уравнениях q_1 и q_2 соответственно подведенная теплота в цикле при температуре T_1 и отводимая теплота в окружающую среду при температуре $T_2 = T_0$.

Для наглядного представления эксергии рабочего тела и эксергии теплоты пользуются *эксергетическими диаграммами*. Различают две группы эксергетических диаграмм: калорические и калорично-термические. К первой относятся диаграммы в координатах e—s (эксергия — энтропия) и e—h (эксергия — энтальпия), а также диаграммы в координатах эксергия—концентрация (e—ξ-диаграмма); ко второй — эксергетические диаграммы в координатах эксергия — температура или эксергетическая функция $\tau_e = 1 - T_0/T$, где T — температура рабочего тела. Так как абсолютное значение эксергии зависит от параметров состояния окружающей среды, построение эксергетических диаграмм возможно при фиксированных значениях T_0 и p_0. Обычно принимают $T_0 = 273{,}16$ К или $T_0 = 293$ К и $p_0 = 0{,}98$ МПа.

3.6. Эксергетический баланс и коэффициент полезного действия

Уравнение эксергетического баланса применимо для любых термодинамических систем независимо от видов энергии, участвующих в процессе:

$$\Sigma e_1 = \Sigma(\Sigma e_2 + \Delta e), \qquad (3.20)$$

где e_1 и e_2 — эксергии системы в начальном и конечном состояниях процесса; Δe — приращение эксергии системы между начальной и конечной точками в процессе. Для стационарного во времени процесса потери эксергии определяются отношением $de_x = \Sigma e_1 - \Sigma e_2$.

Эксергетический баланс не может во всех случаях отражать потери от необратимости в рассматриваемой системе. Термины «потери энергии» и «потери эксергии» имеют разное содержание. Потеря энергии означает ее потерю для данной системы или данной цепи в тех случаях, если часть энергии невозможно использовать по ее форме или параметрам. Потери эксергии, напротив, есть следствие исчезновения эксергии, т. е. ее уничтожения, связанного с деструкцией энергии. Поэтому эксергетический баланс всегда показывает потери от необратимости в системе. Для оценки степени совершенства системы пользуются понятием эксергетического КПД:

$$\eta_{e_x} = \frac{\Sigma e_2}{\Sigma e_1} = \frac{\Sigma e_1 - \Sigma d e_x}{\Sigma e_1}. \qquad (3.21)$$

Как известно, в соответствии со вторым законом термодинамики не вся тепловая энергия при осуществлении цикла может превращаться в работу. Поэтому целесообразно сопоставить полученную работу с эксергией. В этом случае эксергетический КПД понимают как отношение полезной работы к подведенной к системе эксергии

$$\eta_{e_x} = l/e_x. \qquad (3.22)$$

Если превращение теплоты в работу совершается в обратимых процессах и циклах, то вся эксергия превращается в полезную работу, т. е. $e_x = l_{max}$.

Примем, что система состоит из конечного количества элементов $i = 1, 2,..., n$. Тогда при аддитивности энтропии

$$\Delta S_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \Delta S_i \qquad (3.23)$$

и аналогично

$$\Delta \Pi_\Sigma = \sum_{i=1}^{n} \Delta \Pi_i, \qquad (3.24)$$

где Π — расходы эксергии.

Для учета влияния каждой отдельной необратимости, т. е. влияния каждого конкретного элемента системы на общие потери в системе, могут быть записаны выражения для относительных коэффициентов эксергетических потерь (для i-го элемента, где $i = 1, 2,..., n$):

$$\omega_i = \frac{\Pi_i}{\sum_{i=1}^{n} \Pi_i} = \frac{\Delta S_i}{\sum_{i=1}^{n} \Delta S_i}, \qquad (3.25)$$

$$\omega_1 + \omega_2 + \ldots \omega_n = 1. \qquad (3.26)$$

Для учета влияния каждой отдельной необратимости на общие потери эксергии в системе исходят из рассмотрения абсолютных коэффициентов эксергетических потерь

$$\Omega_i = \Pi_i / E_{\text{вх}}, \tag{3.27}$$

где Ω_i — абсолютный коэффициент эксергетических потерь i-го элемента системы; $E_{\text{вх}}$ — эксергия, которая вводится в систему (начальная энергия).

Полный абсолютный коэффициент эксергетических потерь

$$\Omega = \frac{1}{E_{\text{вх}}} \sum_{i=1}^{n} \Pi_i = \Omega_1 + \Omega_2 + \ldots + \Omega_n = \sum_{i=1}^{n} \Omega_i. \tag{3.28}$$

Эксергетический КПД рассмотренной энергетической системы

$$\eta_{e_x} = \frac{E_{\text{вых}}}{E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{1}{E_{\text{вх}}} \sum_{i=1}^{n} \Pi_i = 1 - \Omega. \tag{3.29}$$

Если известны ΔS_i, Π_i для каждого элемента, то можно определить ω_i, Ω_i и η_{e_x} для действующей системы в целом.

Контрольные вопросы и задания

1. Изложите суть и приведите формулировки второго закона термодинамики. Почему для анализа макроскопических процессов, которые сопровождаются тепловыми явлениями, в дополнение к первому закону необходим и второй закон термодинамики?
2. Дайте анализ термического КПД цикла и холодильного коэффициента.
3. Изложите основные положения, которые касаются цикла Карно. Докажите, что цикл Карно — это эталон для любых обратимых циклов.
4. Докажите, что термический КПД обобщенного цикла Карно равняется КПД цикла Карно.
5. Покажите, что для изолированной системы, в которой протекают обратимые процессы, $\oint (\delta q/T) = 0$, а при необратимых процессах $\oint (\delta q/T) > 0$. Обоснуйте связь между изменением энтропии и $\oint (\delta q/T)$ для необратимых процессов в изолированной системе.
6. Изобразите в T—s-координатах необратимые процессы расширения и сжатия. Покажите, как будет выглядеть в T—s-координатах цикл Карно, процессы адиабатного расширения и сжатия которого являются необратимыми.
7. Сформулируйте второй закон термодинамики для неравновесных систем и изложите суть интеграла Клаузиуса.
8. Изложите физическое содержание энтропии и приведите пример возможной оценки эффективности работы тепловых двигателей за величиной возрастания энтропии.
9. Дайте определение функции работоспособности теплоты. Что такое эксергия, анергия?
10. Приведите сведения об эксергетическом балансе и коэффициенте полезного действия термодинамической системы.

4. ХАРАКТЕРИСТИЧЕСКИЕ ФУНКЦИИ. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ И ХИМИЧЕСКИЙ ПОТЕНЦИАЛЫ

4.1. Характеристические функции

Аналитический метод термодинамического анализа основывается на так называемых характеристических функциях. При помощи этих функций получают расчетные соотношения для термодинамических величин, а также выражения для потенциалов переноса.

Различают четыре характеристических функции: внутреннюю энергию $U = f(V, S)$, энтальпию $H = f(p, S)$, изохорно-изотермический потенциал $F = f(T, V)$ и изобарно-изотермический потенциал $G = f(p, T)$. Характеристические функции есть функции состояния и поэтому они выражаются полным дифференциалом.

Запишем уравнение (3.15), объединяющее первый и второй законы термодинамики так:

$$TdS \geq dU + pdV. \tag{4.1}$$

Это уравнение справедливо как для равновесных, так и для неравновесных процессов.

Для обратимого процесса

$$dU = TdS - pdV. \tag{4.2}$$

Уравнение (4.2) называют *первым уравнением Максвелла*.

Так как внутренняя энергия является функцией состояния и ее дифференциал есть полный дифференциал, то

$$\left(\frac{\partial T}{\partial V}\right)_S = -\left(\frac{\partial p}{\partial S}\right)_V. \tag{4.3}$$

Для функции состояния U можно записать

$$dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V dS + \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S dV. \tag{4.4}$$

Из уравнений (4.3) и (4.4) получим

$$\left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_V = T; \quad \left(\frac{\partial U}{\partial V}\right)_S = -p. \tag{4.5}$$

Таким образом, первые производные внутренней энергии определяют два термических параметра: температуру T и давление p. В результате становятся известными V, S, U, т.е. и другие параметры состояния.

Уравнение (4.1) может быть записано следующим образом:

$$TdS \geq dU + p(dV) - Vdp = dH - Vdp, \tag{4.6}$$

откуда

$$dH \leq Tds + Vdp. \tag{4.7}$$

Для равновесного процесса получим

$$\left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_S = \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_p. \tag{4.8}$$

Это уравнение называют *вторым уравнением Максвелла*.

Так как энтальпия является параметром состояния, то ее полный дифференциал от независимых параметров p и S

$$dH = \left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_p dS + \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_S dp. \tag{4.9}$$

Для равновесного состояния уравнение (4.7) принимает вид

$$dH = Tds + Vdp. \tag{4.10}$$

Из уравнений (4.8) и (4.9) следует

$$\left(\frac{\partial H}{\partial S}\right)_p = T; \quad \left(\frac{\partial H}{\partial p}\right)_S = V. \tag{4.11}$$

Таким образом, при выбранных переменных p и S энтальпия H есть характеристической функцией. Первые производные энтальпии определяют термические температуру T и объем V. При $V = \text{const}$ и $T = \text{const}$ в условиях взаимодействия систем с окружающей средой член Tds в уравнении термодинамики может быть записан следующим образом:

$$Tds = d(TS) - SdT. \tag{4.12}$$

Из уравнений (4.1) и (4.12) следует:

$$d(TS) - SdT \geq dU + pdV, \tag{4.13}$$

откуда

$$d(U - TS) \leq -SdT - pdV. \tag{4.13'}$$

Разницу $U - TS$ обозначают через F и называют *изохорно-изотермическим потенциалом*. Этот термин введен Г. Гельмгольцем и назван им *свободной энергией*.

Уравнение (4.13) выражается так:

$$dF \leq -SdT - pdV. \tag{4.14}$$

Для равновесного процесса

$$dF = 0. \tag{4.15}$$

Так как V, T и S являются параметрами состояния, то функция $F = f(T, V)$ выражается полным дифференциалом

$$dF = \left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_V dT + \left(\frac{\partial F}{\partial V}\right)_T dV. \tag{4.16}$$

В таком случае можно записать

$$\left(\frac{\partial F}{\partial T}\right)_V = -S; \quad \left(\frac{\partial F}{\partial V}\right)_T = -p. \tag{4.17}$$

Таким образом, свободная энергия является характеристической функцией независимых переменных T и V. Поэтому, если функция выражается через параметры T и V, то при ее дифференцировании по одному из параметров и постоянном значении другого можно определить параметры состояния S и p. В этом случае будут определены также F, V и T, а по их значениям можно вычислить U, H и G.

Из уравнения (4.14) для равновесного процесса следует соотношение

$$\left(\frac{\partial p}{\partial T}\right)_V = \left(\frac{\partial S}{\partial V}\right)_T, \tag{4.18}$$

которое называют *третьим уравнением Максвелла*.

Рассмотрим взаимодействие системы с окружающей средой при условии, что $p = \text{const}$, $T = \text{const}$.

Обращаясь к уравнениям (4.12) и (4.6), будем иметь

$$d(TS) - S\,dT \geq dU + d(pV) - Vdp, \tag{4.19}$$

откуда следует

$$d(U + pV - TS) \leq V\,dp - SdT. \tag{4.19'}$$

Обозначим через G функцию

$$U + pV - TS = H - TS = F + pV = G. \tag{4.20}$$

Функция G называется *изобарно-изотермическим потенциалом*.

Уравнение (4.19′) может быть записано так:

$$dG \leq Vdp - SdT. \tag{4.21}$$

Функция G была введена Дж. Гиббсом и по аналогии со свободной энергией названа *свободной энтальпией*. Ее называют также термодинамичным потенциалом Гиббса.

В случае изобарно-изотермического взаимодействия с окружающей средой при $dp = 0$ и $dT = 0$ любой процесс протекает с уменьшением изобарно-изотермического потенциала

$$dG \leq 0, \tag{4.22}$$

а для равновесного процесса

$$dG = 0, \quad G = G_{\min} = \text{const}. \tag{4.22'}$$

Из уравнений (4.22) и (4.22′) следует, что с приближением системы к равновесному состоянию свободная энтальпия уменьшается и при достижении равновесия имеет минимальное значение.

Так как все величины, входящие в уравнение (4.20), являются параметрами состояния, то и изобарно-изотермический потенциал является

параметром состояния, а дифференциал зависимости $G = f(p, T)$ есть полный дифференциал:

$$dG = \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_T dp + \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_p dT. \tag{4.23}$$

Из уравнений (4.21) и (4.23) получим

$$\left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_T = V, \quad \left(\frac{\partial G}{\partial p}\right)_p = -S. \tag{4.24}$$

Можно сделать вывод, что свободная энтальпия G является характеристической функцией независимых параметров p и T. Действительно, если функция G выражается через параметры p и T, то при ее дифференцировании по одному из этих параметров и постоянном значении другого параметра можно определить параметры состояния V и S, а также G, p и T, а с их помощью вычислить H и F.

Принимая во внимание уравнение (4.20), можно записать

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_V = -\left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_T. \tag{4.25}$$

Уравнение (4.25) является *четвертым уравнением Максвелла*.

Уравнения Максвелла (4.2), (4.8), (4.18) и (4.25), в основе которых лежат первый и второй законы термодинамики, представляют собой наиболее общие выражения, определяющие изменения термодинамических свойств веществ в различных процессах.

4.2. Термодинамические потенциалы

Вспомним, какой смысл вкладывается физикой в понятие потенциала (от латинского potentia — сила). Потенциальная функция — характеристика векторных полей, к которым относятся многие силовые поля (гравитационное, электромагнитное), а также поле скоростей в жидкости (сжимаемой или несжимаемой) и т.п. Если потенциал векторного поля $\Pi(x, y, z)$ есть такая скалярная функция $\varphi(x, y, z)$, что $\Pi = \text{grad}\,\varphi$, то поле Π называется потенциальным. Потенциал φ определяется с точностью до постоянного слагаемого. Приведенные сведения объясняют происхождение слова «термодинамический потенциал» — это понятие соответствует потенциалу в теории поля.

Термодинамический потенциал — определенные функции объема (V), давления (p), температуры (T), энтропии (S), числа частиц системы (N) и других макроскопических параметров x_i, характеризующих состояние термодинамической системы.

К термодинамическим потенциалам относятся: внутренняя энергия $U = U(S, V, N, x_i)$, энтальпия $H = H(S, p, N, x_i)$, изохорно-изотермический потенциал (свободная энергия) $F = F(V, T, N, x_i)$, изобарно-изотер-

мический потенциал $G = G(p, T, N, x_i)$ и пр. Зная термодинамический потенциал как функцию указанных параметров, можно дифференцированием термодинамических потенциалов получить все основные параметры, характеризующие систему. Подчеркнем, что аналогично в механике можно определить компоненты действующих на систему сил, дифференцируя потенциальную энергию ее по соответствующим координатам. Термодинамические потенциалы связаны друг с другом следующими соотношениями:

$$F = U - TS,\ H = V + pG,\ G = F + pV. \tag{4.26}$$

С помощью термодинамических потенциалов выражаются условия термодинамического равновесия системы и критерии ее устойчивости.

Совершаемая термодинамической системой в каком-либо процессе работа определяется убылью термодинамического потенциала, отвечающего условиям процесса.

В общем случае термодинамическая система во взаимодействии с окружающей средой кроме работы, обусловленной процессом расширения, может выполнять и другие виды работы, вызванные не изменением объема. Введем в рассмотрение помимо той работы деформации, которая выражалась ранее pdV, еще работу любого другого вида $\delta L' = ydX$, где y — обобщенная сила, X — обобщенная координата, соответствующие заданному виду работы. В этом случае основное уравнение термодинамики (4.1) запишется так:

$$TdS \geq dU + pdV + \delta L'. \tag{4.27}$$

При условии, что $V = \text{const}$, $S = \text{const}$, т.е. если процесс будет *изохорно-адиабатным*, то

$$0 \geq dU + \delta L' \text{ либо } dU = -\delta L'.$$

В этом случае работа выполняется только за счет изменения внутренней энергии (т.е. разности двух крайних значений конкретной функции состояния). Это означает, что *внутренняя энергия является термодинамическим потенциалом.*

Рассмотрим процесс обмена системы с окружающей средой теплотой при условии, что $V = \text{const}$, $T = \text{const}$. Так как $dV = 0$ и $dT = 0$, уравнение (4.27) представится так:

$$0 \geq dU + pdV + \delta L' \text{ либо } dH \leq -\delta L'. \tag{4.29}$$

В данном случае работа выполняется за счет изменения энтальпии системы, т.е. *энтальпия является термодинамическим потенциалом.*

Примем, что система может обмениваться теплотой с окружающей средой в изотермических процессах (при условии, что $V = \text{const}$ и $T = \text{const}$). В этом случае уравнение (4.27) будет иметь вид

$$d(U - TS) = dF \leq -SdT - pdV - \delta L \text{ либо } dF \leq -\delta L'. \tag{4.30}$$

Следовательно, работа выполняется за счет изменения изохорно-изотермического потенциала.

Проанализируем случай, когда при условии p = const, T = const система может обмениваться с окружающей средой теплотой и деформационной работой. Уравнение (4.27) запишется следующим образом:

$$d(U - TS + pV) = dG \leq Vdp - SdT - \delta L'$$

либо

$$dG \leq \delta L'. \tag{4.31}$$

В этом случае работа выполняется за счет изменения изобарно-изотермического потенциала G.

4.3. Химический потенциал

Вопросы, рассматриваемые в этом разделе, относятся к *гомогенной системе*, т. е. к системе, состоящей из одной фазы. На практике нередко встречаются *гетерогенные системы*, состоящие из одного или нескольких компонентов, находящихся в разных агрегатных состояния, т.е. системы, состоящие из нескольких фаз. В таких многокомпонентных, многофазных системах возможны сложные процессы взаимодействия. Систему в целому можно рассматривать как совокупность отдельных подсистем, каждая из которых представляют собой гомогенную часть определенного вещества. Изменение состояния системы проявляется в виде изменения ее массы. С перераспределением массы происходит перераспределение энергии в системе. Масса, являющаяся количественной мерой изменения, претерпеваемого системой, рассматривается как координата состояния. В качестве потенциала массы, обусловленного массой как координатой, Дж. У. Гиббс предложил величину μ, которая имеет название *химического потенциала*. Количество массообменного воздействия определяется в виде произведения μdm, где m — масса. Химический потенциал μ является интенсивной величиной в выражении работы немеханического характера в рассматриваемых процессах, а m — экстенсивной величиной.

Если имеется в виду обратимое изменение состояния, то для каждой фазы в отдельности (для каждой подсистемы) расширенное выражение первого закона термодинамики для компонента запишется так:

$$dU = TdS - pdV + \mu dm. \tag{4.32}$$

Если иметь в виду все компоненты системы, то уравнение (4.32) примет вид

$$dU = TdS - pdV + \sum_{k=1}^{n} \mu_k dm_k. \tag{4.33}$$

Каждая из подсистем является открытой, т. е. допускает обмен массой. Поэтому внутренняя энергия подсистемы должна изменяться не только в связи с внешним теплообменом и совершением деформационной работы, но также вследствие изменения массы, вызванного взаимодействием с другой, также открытой подсистемой. Величины μ

и m выполняют роль, аналогичную роли T и S или p и V и т.д. Численное значение μ для компонента определяется формулой

$$\left(\frac{\partial U}{\partial m}\right)_{V,S} = \mu. \tag{4.34}$$

Выражение (4.33) показывает, что химический потенциал какого-либо компонента является мерой изменения внутренней энергии системы в зависимости от изменения массы этого компонента при постоянных объеме, энтропии и массе всех других компонентов.

Поскольку между внутренней энергией, являющейся одной из характеристических функций, и другими тремя характеристическими функциями существует определенная зависимость, то может быть установлена связь химического потенциала с этими другими характеристическими функциями. Тогда кроме уравнения (4.33) можно записать:

$$dH = TdS + Vdp + \sum_{k=1}^{n} \mu_k dm_k; \tag{4.35}$$

$$dF = -SdT - pdV + \sum_{k=1}^{n} \mu_k dm_k; \tag{4.36}$$

$$dG = -SdT + Vdp + \sum_{k=1}^{n} \mu_k dm_k. \tag{4.37}$$

В итоге можно привести определение физического смысла химического потенциала компонента: *химический потенциал компонента является мерой изменения одной из характеристических функций системы в зависимости от изменения массы этого компонента при соответствующих неизменных параметрах и массе всех других компонентов.*

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение характеристической функции. Назовите характеристические функции.
2. Запишите выражения для характеристических функций. Что такое изохорно-изотермический потенциал (свободная энергия)? Что такое изобарно-изотермический потенциал (свободная энтальпия)?
3. Приведите четыре уравнения Максвелла и дайте соответствующие разъяснения.
4. Что такое термодинамические потенциалы и как они определяются для разных условий взаимодействия системы с окружающей средой.
5. Дайте определение химического потенциала.
6. Запишите выражения для определения химического потенциала через термодинамические потенциалы при разных условиях взаимодействия системы с окружающей средой и проанализируйте их.
7. Дайте определение физического смысла химического потенциала.

5. ТЕРМОДИНАМИКА РЕАЛЬНЫХ РАБОЧИХ ТЕЛ

5.1. Общая характеристика реальных тел

Анализируя процессы, относящиеся к идеальным газам, мы пренебрегаем силами взаимодействия между молекулами и их объемом. Однако с возрастанием давления свойства реальных газов могут отличаться от свойств идеальных газов. Это означает, что в таких случаях следует учитывать совокупный объем молекул и силы взаимодействия между ними.

Отклонение свойств реального газа от свойств идеального характеризуется коэффициентом сжимаемости

$$Z = pv/(RT). \qquad (5.1)$$

Для идеального газа $Z = 1$. Между тем, для газов, принимаемых как идеальные, коэффициент сжимаемости может отличаться от единицы. На рис. 5.1 приведены зависимости $Z = f(p)$ для водорода и метана при $T = 273{,}15$ К. Можно заметить, что с изменением давления коэффициенты сжимаемости этих газов отклоняются от значения $Z = 1$. Зависимость $Z = f(p)$ имеет индивидуальный характер для каждого газа.

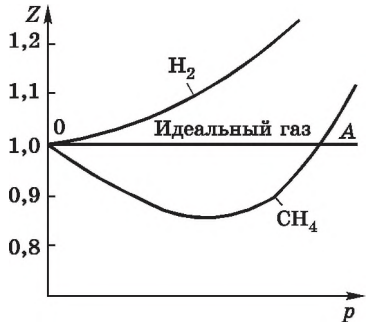


Рис. 5.1. Закономерности изменения коэффициента сжимаемости для идеальных и реальных газов

Одно из первых уравнений состояния реального газа было предложено Я. Д. Ван-дер-Ваальсом [уравнение (1.9)]. Позже были предложены более точные уравнения, среди которых следует указать на соотношения Дюпре, Гирна, Бертло, Диттеричи, Вукаловича — Новикова и др. Наиболее точным считается уравнение Редлиха — Квонча — Соава:

$$\left[p + \frac{a}{v(v+b)}\right](v - b) = RT.$$

На практике пользуются таблицами термодинамических показателей веществ либо диаграммами состояний.

5.2. Процессы образования водяного пара

В качестве реального рабочего тела рассмотрим водяной пар, широко используемый во многих отраслях техники.

На рис. 5.2 изображен процесс парообразования 1 кг воды в p—v-координатах при $p = \text{const}$. Начальное состояние воды, находящейся под давлением p и имеющей температуру $T = 273{,}15$ К ($t = 0$ °С),

объем V_0 (все параметры жидкости при температуре $t = 0$ °С будем обозначать с индексом 0), можно изобразить на диаграмме точкой a. Если при постоянном давлении сообщать воде теплоту, то, как показывает опыт, температура ее будет повышаться до тех пор, пока не достигнет температуры кипения $T_н$, а удельный объем — v' (точка b)*.

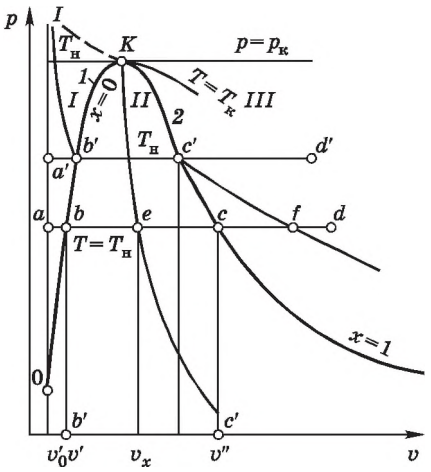


Рис. 5.2. p—v-Диаграмма воды и водяного пара

При дальнейшем подведении теплоты происходит постоянное превращение воды в пар. Процесс парообразования протекает не только при постоянном давлении, но и при постоянной температуре $T_н$ до тех пор, пока жидкость полностью не превратится в пар. Отсюда следует, что изобара и изотерма процесса кипения реального вещества совпадают. После завершения выкипания воды (на диаграмме точка c) удельный объем ее равен v''. Таким образом, отрезок b—c соответствует процессу парообразования. На этом участке сохраняется двухфазная смесь пара и воды. Такой пар называется *влажным насыщенным*.

Насыщенным называется пар, находящийся в термическом и динамическом равновесии с жидкостью, из которой он образуется. При этом непрерывно одна часть молекул переходит из жидкости в пар (процесс испарения), а другая — из пара в жидкость (процесс конденсации). В состоянии, характеризуемом точкой c, все количество воды выкипело и перешло в пар. Такой пар, имеющий температуру насыщения при данном давлении и не содержащий жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром*.

Массовая доля сухого насыщенного пара во влажном паре называется *степенью влажности*. Ее обозначают $1 - x$, где x — степень сухости насыщенного пара. Очевидно, для кипящей жидкости $x = 0$, а для сухого насыщенного пара $x = 1$. Состояние влажного пара определяется двумя параметрами: давлением (или температурой $T_н$) и степенью сухости пара.

Если сухому насыщенному пару продолжать сообщать теплоту при постоянном давлении, то температура и удельный объем пара будут увеличиваться. Пар, температура которого превышает температуру насыщенного пара того же давления, называется *перегретым*. В точке d (см. рис. 5.2) температура перегретого пара $T_{пер} > T_н$, а удельный объем $v_{пер} > v''$.

---

* Удельный объем воды при нагревании от 0 до 4 °С уменьшается до минимального значения, после чего непрерывно увеличивается.

При ином давлении, например $p' > p$, описанный процесс парообразования будет изображаться линией $a'—b'—c'—d'$. Аналогичные построения можно сделать и при других давлениях. Соединив точки b и b', c и c' между собой, получим соответственно: кривую *1*, представляющую собой границу между двумя состояниями вещества — жидкостью и влажным паром; кривую *2* — границу между влажным и перегретым паром. Кривая *1*, характеризующая состояние кипящей жидкости ($x = 0$), называется *нижней пограничной кривой*; кривая *2*, характеризующая состояние сухого насыщенного пара ($x = 1$), — *верхней пограничной кривой*.

Помимо пограничных кривых на диаграмму наносят кривые равной степени сухости (на рис. 5.2 кривая x = const изображена линией, проходящей через точку e). На $p—v$-диаграмме пример изотермы показан линией $T = T_н$. Она пересекает изобару более низкого давления в области перегрева пара (точка f).

Пограничные кривые *1* и *2* пересекаются в точке K (критическая точка). Для воды $p_к = 22{,}115$ МПа, $T_к = 647{,}27$ К, $v_к = 0{,}003147$ м^3/кг, $h_к = 2095{,}2$ кДж/кг.

Диаграмму $T—s$ водяного пара строят аналогично предыдущему, а именно, наносят изобары, изотермы и изохоры (рис. 5.3). В области насыщенного пара изобары совпадают с изотермами. В области перегретого пара изобары и изохоры представляют собой логарифмические кривые разной кривизны (учитывая, что $c_p > c_v$). На $T—s$-диаграмме процесс парообразования при p = const изображен кривой $a—b—c—d$. Кроме того, наносят пограничные кривые *1* и *2*. Площадь под кривой $a—b$ эквивалентна количеству теплоты q', подведенной к жидкости при ее нагревании до состояния кипения; площадь под линией $b—c$ — количеству теплоты q, сообщаемой в процессе парообразования; площадь под кривой $c—d$ — теплоте перегрева $q_{пер}$.

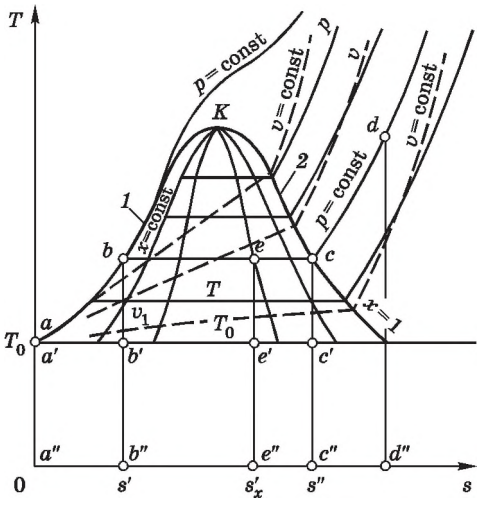


Рис. 5.3. $T—s$-Диаграмма воды и водяного пара

На практике широко пользуются $h—s$-диаграммой водяного пара (рис. 5.4). За начало координат принято состояние воды в тройной точке* ($s_0 = 0$, $h_0 = 0$). Пограничные кривые строятся по точкам h' и s' для кривой $x = 0$ и h'' и s'' для кривой $x = 1$. Термодинамические параметры воды, доведенной до кипения ($x = 0$), и сухого насыщенно-

* Тройная точка соответствует случаю, когда одновременно в равновесном состоянии находятся пар, вода и лед ($p_0 = 611$ Па; $T_0 = 273{,}16$ К; $v_0 = 0{,}001$ м^3/кг).

го пара берут из таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара.

В области влажного пара изобары и изотермы совпадают и изображаются расходящимися линиями. С возрастанием T длина прямолинейного участка изотерм уменьшается и при $T = T_к$ обращается в точку. В критической точке $(\partial h/\partial s)_T = T_к > 0$, поэтому критическая точка K лежит не на вершине, как это было в p—v- и T—s-диаграммах, а на левом склоне пограничной кривой.

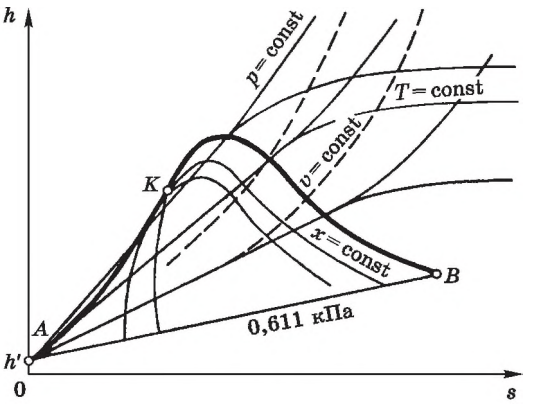


Рис. 5.4. h—s-Диаграмма воды и водяного пара

От пограничной кривой $x = 1$ изотермы идут плавными кривыми вправо, а при больших степенях перегрева они практически параллельны оси $0s$. Дело в том, что с увеличением степени перегрева пар по своим свойствам приближается к идеальному газу, для которого изотермический процесс одновременно является *изоэнтальпийным.*

Обычно для практического использования строят так называемую рабочую часть h—s-диаграммы. Это дает возможность изображать ее в большом масштабе.

5.3. Параметры состояния жидкости и пара

В соответствии с первым законом термодинамики теплота жидкости $\delta q'$ расходуется на увеличение ее внутренней энергии и совершение работы. Так как в процессе нагревания жидкости удельный объем изменяется незначительно, то можно принять, что $\delta l = pdv = 0$. В таком случае $\delta q' = du$. Учитывая, что при $T_0 = 273{,}15$ К внутренняя энергия $u = 0$, получим

$$q' = u'. \tag{5.2}$$

Поскольку в изобарном процессе $q' = c_{pж}(T_н + T_0) = u' - u_0 + p(v' - v_0) = = u' - u_0 + p(v' - v_0)$, где $c_{pж}$ — средняя теплоемкость жидкости при постоянном давлении, то для данного случая имеем $q' = h' - pv_0$, откуда

$$h' = q' - pv'_0. \tag{5.3}$$

При малых давлениях произведение pv_0 относительно мало, поэтому можно принять $h \approx q'$.

При $T_0 = 273{,}15$ К энтропия $s_0 = 0$ и поэтому

$$s' = \int_{T_0}^{T_н} \delta q/T = \int_{T_0}^{T_н} c_{pж} dT/T \approx c_{pж} \ln \frac{T_н}{T_0}. \tag{5.4}$$

Теплота парообразования для сухого насыщенного пара

$$h'' = h' + r, \tag{5.5}$$

откуда

$$r = h'' - h',$$

где r — теплота парообразования, равная количеству теплоты, необходимой для превращения при постоянном давлении 1 кг кипящей жидкости в сухой насыщенный пар.

Приращение энтропии в процессе парообразования определяем по формуле

$$s'' - s' = \int (\delta q/T) = \frac{1}{T_н} \int \delta q = \frac{r}{T_н}. \tag{5.6}$$

Состояние кипящей воды и сухого насыщенного пара определяется одним параметром (p или $T_н$), поэтому из таблиц для воды и водяного пара по известному давлению или температуре находим значения v', v'', h', h'', s', s'', r.

Влажный пар как двухфазная система подчиняется закону аддитивности, поэтому каждый его параметр $П_x$ можно определить по формуле

$$П_x = П''_x + П'(1 - x). \tag{5.7}$$

Отсюда следует, что

$$v_x = (1 - x)v' + xv'' = v' + x(v'' - v'); \tag{5.8}$$

$$h_x = h' + x(h'' - h') = h' + xr; \tag{5.9}$$

$$s_x = s' + x(s'' - s') = s' + xr/T_н. \tag{5.10}$$

Теплота перегрева пара

$$q_{пер} = \int_{T_н}^{T_{пер}} c_{pп} dT = c_{pп}\left(T_{пер} - T_н\right), \tag{5.11}$$

где $c_{pп}$ — средняя теплоемкость перегретого пара.

Так как процесс перегревания пара происходит при постоянном давлении, то энтальпию перегретого пара можно определить по формуле

$$h_{пер} = h'' + q_{пер} = h'' + c_{pп}\left(T_{пер} - T_н\right), \tag{5.12}$$

а энтропию его — по формуле

$$s_{пер} = s'' + \int_{T_н}^{T_{пер}} \left(c_{pп} dT/T\right) = s'' + c_{pп} \ln\left(T_{пер}/T_н\right). \tag{5.13}$$

5.4. Процессы изменения состояния пара

Обычно рассматривают изохорный (рис. 5.5, *а*), изобарный (рис. 5.5, *б*), изотермический (рис. 5.5, *в*) и адиабатный (рис. 5.5, *г*) процессы. Параметры пара в этих процессах определяют с помощью либо таблиц для воды и водяного пара, либо h–s-диаграммы.

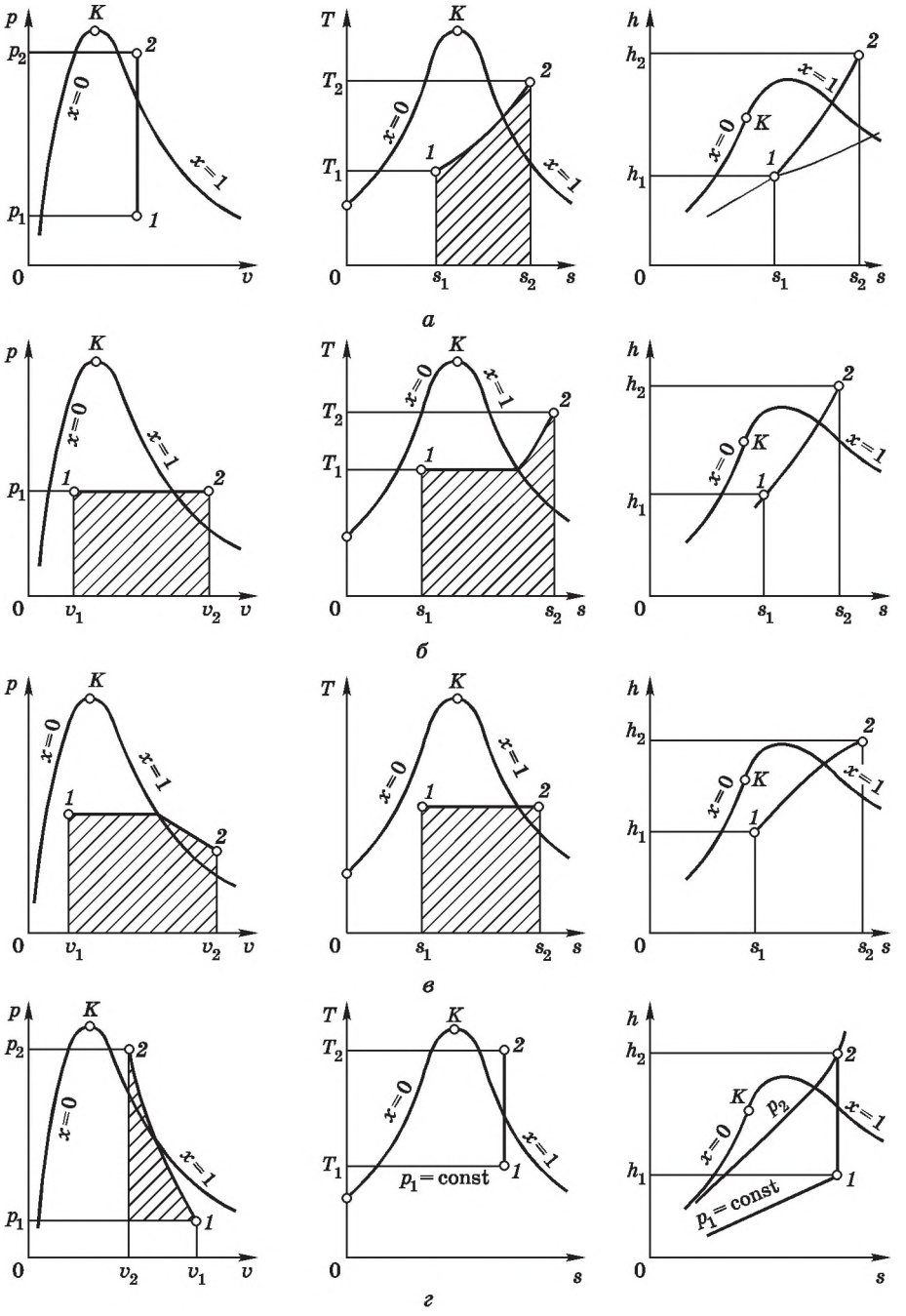


Рис. 5.5. Диаграммы процессов изменения состояния водяного пара:
а — изохорный; *б* — изобарный; *в* — изотермический; *г* — адиабатный

В изохорном процессе *1—2* при подведении теплоты давление p, энтропия s и энтальпия h пара увеличиваются. Влажный пар (состояние, определяемое точкой *1*) становится при этом сухим, а после пересечения изохорой пограничной кривой $x = 1$ — перегретым (точка *2*).

В изохорном процессе внешняя работа $l = 0$ и, следовательно, подведенная теплота расходуется на изменение внутренней энергии:

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2v_2) - (h_1 - p_1v_1) = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \quad (5.14)$$

Изобарный процесс в области влажного пара протекает при постоянной температуре $T_н$. В области перегретого пара при подведении теплоты температура пара повышается до температуры $T_{пер}$. При этом энтропия s и энтальпия h пара увеличиваются.

Количество теплоты, подведенной к пару,

$$q_{1,2} = h_2 - h_1. \quad (5.15)$$

Изменение внутренней энергии:

$$u_2 - u_1 = (h_2 - p_2v_2) - (h_1 - p_1v_1). \quad (5.16)$$

Работа изобарного процесса

$$l = p(v_2 - v_1). \quad (5.17)$$

Изотермический процесс в области влажного пара совпадает с изобарным. В отличие от идеального газа при $T = \text{const}$ внутренняя энергия пара изменяется за счет ее потенциальной составляющей. Значение $\Delta u = u_2 - u_1$ определяют по формуле (5.16).

Количество подведенной к пару теплоты находят из $T—s$-диаграммы

$$q = T(s_2 - s_1). \quad (5.18)$$

Внешнюю работу определяют из уравнения первого закона термодинамики

$$l = q - \Delta u. \quad (5.19)$$

В обратимом адиабатном процессе $ds = 0$. В процессе сжатия *1—2* влажный пар подсушивается, а затем перегревается. Затраты внешней работы на сжатие равны изменению внутренней энергии:

$$l = \Delta u_{1,2} = h_1 - p_1v_1 - (h_2 - p_2v_2) = h_1 - h_2 - (p_1v_1 - p_2v_2). \quad (5.20)$$

Аналогично и уравнение для процесса расширения пара. Укажем, что $h—s$-диаграмма очень удобна для анализа адиабатных процессов и поэтому получила исключительное распространение при выполнении тепловых расчетов.

5.5. Влажный воздух

Этот воздух, представляющий собой смесь сухого воздуха и водяного пара, широко используется во многих тепловых процессах, таких как вентиляция, отопление и кондиционирование воздуха помещений, сушка материалов и пр.

При невысоких давлениях, что характерно для технологических процессов сельскохозяйственного производства, без особой погрешности можно рассматривать сухой воздух и содержащийся в нем водяной пар как идеальные газы. В таком случае к ним применимы закономерности, сформулированные для смеси идеальных газов (см. 1.5).

В соответствии с законом Дальтона давление влажного воздуха p, равное, как правило, атмосферному давлению, — это сумма парциальных давлений сухого воздуха $p_{с.в}$ и водяного пара $p_п$:

$$p = p_{с.в} + p_п. \qquad (5.21)$$

Обычно водяной пар находится во влажном воздухе в перегретом состоянии. В этом случае парциальное давление водяного пара ниже давления насыщения $p_н$ влажного воздуха при данной температуре. Смесь сухого воздуха и перегретого водяного пара называется *ненасыщенным влажным воздухом*. Если понижать его температуру при постоянном давлении, то можно достигнуть состояния, когда $p_п = p_н$, т. е. давление и температура водяного пара соответствуют состоянию насыщения. Смесь сухого воздуха и насыщенного водяного пара называется *насыщенным влажным воздухом*. Температура, до которой должен охладиться ненасыщенный влажный воздух, чтобы содержащийся в нем перегретый пар стал насыщенным, называется *температурой точки росы*.

При дальнейшем охлаждении влажного воздуха, т. е. ниже температуры точки росы, из воздуха будет выпадать влага и снижаться парциальное давление пара.

Отношение массы водяного пара $m_п$, содержащегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха $m_в$ называется *влагосодержанием воздуха*:

$$d = m_п/m_в. \qquad (5.22)$$

Влагосодержание измеряется в килограммах (или граммах) на 1 кг сухого воздуха.

Масса 1 м^3 пара влажного воздуха, равная плотности пара $\rho_п$, при парциальном давлении $p_п$ называется *абсолютной влажностью воздуха*.

Отношение действительной абсолютной влажности пара $\rho_п$ к максимально возможной абсолютной влажности $\rho_н$ при той же температуре (т.е. к $\rho_н$ для насыщенного влажного воздуха) называется *относительной влажностью*:

$$\varphi = \rho_п/\rho_н. \qquad (5.23)$$

Значение относительной влажности φ может изменяться от 0 для сухого воздуха до 1 (или 100 %) для насыщенного воздуха.

Для характеристики состояния влажного воздуха помимо значения относительной влажности необходимо знать температуру влажного воздуха, однозначно определяющую величину $\rho_н$. Влажность воздуха измеряют психрометром.

Теплоемкость влажного воздуха c_p, кДж/(кг · К), при постоянном давлении обычно относят к (1 + d) кг влажного воздуха:

$$c_p = c_{p_{с.в}} + c_{p_п} d, \qquad (5.24)$$

где d — влагосодержание, кг/кг с.в. (сухого воздуха). В первом приближении можно принять $c_{p_{с.в}} \approx 1$ кДж/(кг · К), $c_{p_п} = 1{,}9$ кДж/(кг · К).

Энтальпию влажного воздуха H, кДж, определяют как сумму энтальпий 1 кг сухого воздуха и d, кг, водяного пара:

$$H = h_{с.в} + h_п d = c_{p_{с.в}} t + h_п d. \qquad (5.25)$$

Для водяного перегретого пара $h_п = r + c_{p_п} t = 2500 + 1{,}9t$. Так как $c_{p_{с.в}} = 1{,}0$ кДж/(кг · К), то

$$H = t + (2500 + 1{,}9t)d. \qquad (5.25)$$

Диаграмму H—d влажного воздуха, предложенную в 1918 г. Л. К. Рамзиным, широко используют для решения практических задач в тех областях, где рабочим телом служит влажный воздух. По оси ординат (рис. 5.6) откладывают энтальпию H, кДж на 1 кг влажного воздуха, а по оси абсцисс — влагосодержание d, г/кг с.в. Для удобства (сокращение площади диаграммы) ось абсцисс направлена под углом 135° к оси ординат.

На этом рисунке вместо наклонной оси абсцисс проведена горизонтальная линия, на которой нанесены действительные значения d. На H—d-диаграмме линии H = const — это наклонные линии, а линии d = const — вертикальные прямые. Из уравнения (5.25) следует, что в координатах H—d изотермы будут изображаться прямыми линиями. Кроме того, на диаграмму наносят кривые φ = const. Кривая $\varphi = 100\%$ делит поле на две области и является своего рода пограничной кривой: $\varphi < 100$ % характеризует область ненасыщенного влажного воздуха (в воздухе содержится перегретый пар); $\varphi > 100$ % — область, в которой влага находится в воздухе частично в капельном состоянии; $\varphi = 100$ % характеризует насыщенный влажный воздух.

За начало отсчета параметров влажного воздуха выбирают точку 0, для которой $T = 273{,}15$ К, $d = 0$, $H = 0$.

Любая точка на H—d-диаграмме определяет физическое состояние воздуха. Для этого должны быть заданы два параметра (например, φ и t или H и d). Изменение состояния влажного воздуха изобразится на диаграмме линией процесса. Рассмотрим ряд примеров.

Процесс нагревания воздуха происходит при постоянном влагосодержании, так как количество пара в воздухе в данном случае не изменяется. На H—d-диаграмме этот процесс изображается линией *1—2*

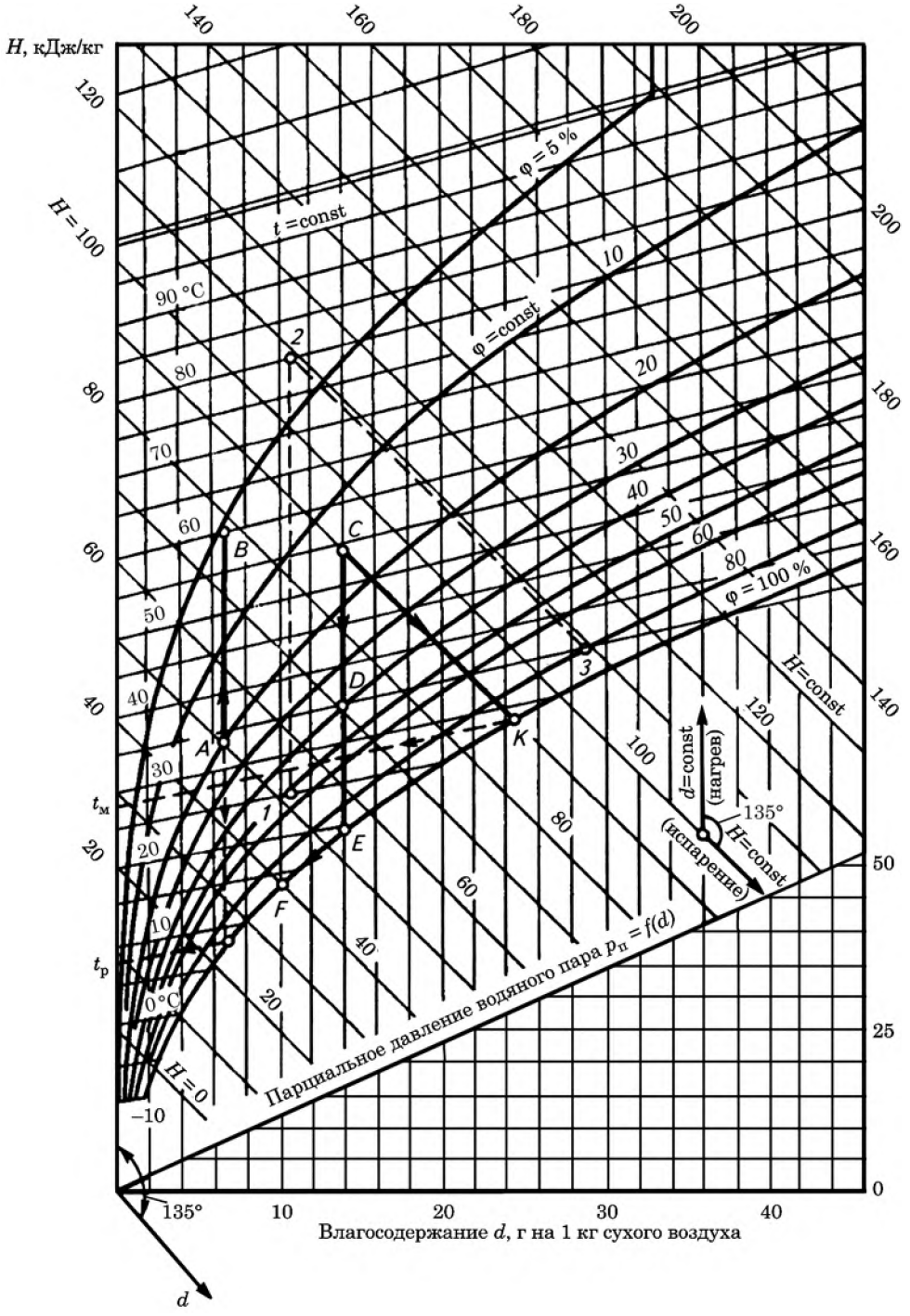


Рис. 5.6. H—d-Диаграмма влажного воздуха

(рис. 5.7). В данном процессе повышаются температура и энтальпия воздуха и уменьшается его относительная влажность.

Процесс охлаждения воздуха на участке над кривой $\varphi = 100$ % также протекает при постоянном влагосодержании (процесс *1—5*). Если продолжать процесс охлаждения до точки *4*, расположенной на кривой $\varphi = 100$ %, то в этом состоянии влажный воздух будет насыщенным. Температура в точке *5′* есть температура точки росы. Дальнейшее охлаждение воздуха (ниже точки *5′*) приводит к конденсации части водяного пара.

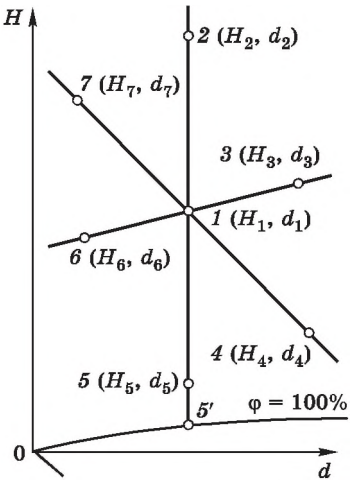


Рис. 5.7. Изображение на *H—d*-диаграмме характерных процессов изменения состояния влажного воздуха

В процессе адиабатного осушения воздуха влага конденсируется за счет теплоты влажного воздуха и без внешнего теплообмена. Этот процесс протекает при постоянной энтальпии (процесс *1—7*), причем влагосодержание воздуха уменьшается, а температура его повышается. Процесс адиабатного увлажнения воздуха, сопровождающийся увеличением влагосодержания воздуха и снижением его температуры, изображен на диаграмме линией *1—4*.

Процессы адиабатного увлажнения и осушения воздуха широко используются для обеспечения заданных параметров микроклимата в сельскохозяйственных производственных помещениях.

Процесс осушения воздуха при постоянной температуре изображен линией *1—6*, а процесс увлажнения воздуха при постоянной температуре — линией *1—3*.

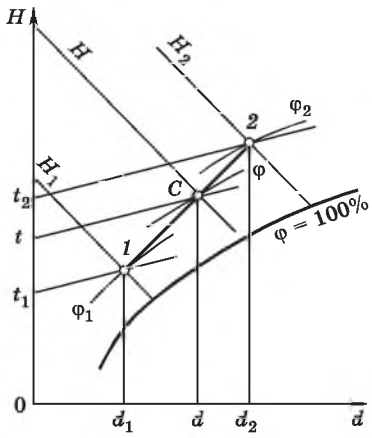


Рис. 5.8. Изображение на *H—d*-диаграмме влажного пара процесса смешивания двух компонентов

Процесс смешения влажного воздуха различных состояний часто встречается на практике. Примером может служить процесс воздухообмена производственных помещений (животноводческих и птицеводческих комплексов, хранилищ и т. п.), когда свежий воздух, поступающий в помещение, смешивается с находящимся в нем воздухом.

Пусть смешиваются два потока воздуха, состояние которых до смешения определяется на *H—d*-диаграмме влажного воздуха точками *1* и *2* (рис. 5.8) с соответствующими параметрами H_1, d_1, φ_1 и H_2, d_2, t_2, φ_2. Потоки имеют массы m_1 и m_2. Очевидно, что после смешения масса смеси будет $m = m_1 + m_2$.

Пренебрежем кинетической энергией потоков, а также теплообменом с окружающей средой. Поскольку при смешении внешняя работа не производится, то энтальпия потока смеси на выходе должна равняться энтальпии потоков на входе:

$$m_1H_1 + m_2H_2 = mH. \tag{5.26}$$

Запишем также уравнение баланса влаги

$$m_1d_1 + m_2d_2 = md, \tag{5.27}$$

где H и d — соответственно энтальпия и влагосодержание смеси.

Заметим, что смешение есть процесс необратимый, сопровождающийся возрастанием энтропии тем в большей степени, чем резче отличаются друг от друга смешиваемые потоки.

Из уравнений (5.26) и (5.27) получим:

$$H = (m_1H_1 + m_2H_2)/m; \tag{5.28}$$

$$d = (m_1d_1 + m_2d_2)/\ m, \tag{5.29}$$

или

$$m_1/m_2 = (d_2 - d)/(d - d_1). \tag{5.30}$$

Процесс смешения двух потоков удобно решать, пользуясь $H—d$-диаграммой. Этот процесс изображается на диаграмме прямой линией *1—2*. Из уравнения (5.29) получим значение влагосодержания смеси d, т. е. положение точки C, характеризующей состояние смеси влажного воздуха, — значения для смеси H, d, t, φ (см. рис. 5.8).

При помощи $H—d$-диаграммы решают задачи расчета систем кондиционирования воздуха.

Рассмотрим процесс перехода влажного воздуха из состояния *1* с начальными параметрами t_1, φ_1 в состояние *2*, характеризуемое параметрами t_2, φ_2 (см. рис. 5.7). Подобное изменение состояния определенной массы влажного воздуха может произойти:

а) при нагревании (или охлаждении), когда влажному воздуху сообщается (или от него отнимается) количество теплоты Q, кДж.

б) за счет изменения его влагосодержания на величину $\Delta d = W/\ M_{\text{с.в}}$ в случае прибавления или отнимания влаги в количестве W, кг. Здесь $M_{\text{с.в}}$ — масса сухого воздуха, кг;

в) в результате одновременного воздействия указанных двух факторов: Q и W.

Рассматриваемые процессы происходят в кондиционерах, калориферах, камерах увлажнения и осушения.

Для процесса изменения состояния влажного воздуха можно написать зависимости:

$$H_2 - H_1 = Q/M_{\text{с.в}} + (W/M_{\text{с.в}})h_W; \tag{5.31}$$

$$d_2 - d_1 = W/M_{\text{с.в}}, \tag{5.32}$$

где h_W — энтальпия добавочной воды, кДж/кг. Разделив уравнение (5.31) на уравнение (5.32), получим

$$\varepsilon = \frac{H_2 - H_1}{d_2 - d_1} = \left(\frac{Q}{M_{с.в}} + \frac{W}{M_{с.в}} h_W \right) \Big/ \frac{W}{M_{с.в}} = \frac{Q}{W} + h_W, \qquad (5.33)$$

где ε — угловой коэффициент тепловлагообмена воздуха.

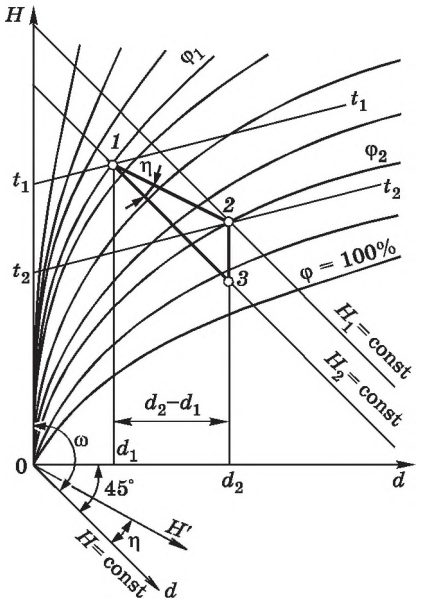


Рис. 5.9. Процесс перехода влажного воздуха из одного состояния в другое на H—d-диаграмме

Уравнение (5.33) выражает общую закономерность перехода влажного воздуха из одного состояния в другое. Если $H_2 = H_1$, то $\varepsilon = 0$; если $d_2 = d_1$, то $\varepsilon = \infty$. Отсюда следует, что ε изменяется от 0 до ∞. В косоугольной системе координат H—d угловой коэффициент тепловлагообмена ε может быть представлен в виде пучка прямых. В конкретном случае эти прямые проходят через точки *1* и *2* (рис. 5.9).

Угловой коэффициент может быть определен также по уравнению

$$\varepsilon = \sin\eta / \sin(\omega - \eta),$$

где ω — угол между осями H и d, принимаемый равным 135°; η — угол между прямой перехода и осью d (линия H = const).

Проанализируем уравнение (5.33).

1. Пусть процесс перехода от точки *1* до точки *2* происходит без подведения или отведения теплоты ($Q = 0$). В таком случае

$$\varepsilon = (H_2 - H_1)/(d_2 - d_1) = h_W = c_W t_W, \qquad (5.34)$$

где c_W — удельная теплоемкость воды: c_W = 4,19 кДж/кг; t_W — температура, °С.

В данном процессе изменение состояния воздуха происходит за счет теплоты воды, вводимой во влажный воздух и поглощаемой им.

2. Предположим, что $Q = 0$ и $t_W = 0$. Из уравнения (5.28) следует, что $\varepsilon = 0$, т.е. H = const ($\eta = 0$). Если начальная энтальпия не изменяется, то процесс кондиционирования называется *адиабатным*.

3. Если $W = 0$, т.е. $d_2 = d_1$, то $\varepsilon = \infty$. В данном случае воздух нагревается или охлаждается без увлажнения и осушения — направление линии *1*—*2* идет по d = const.

Сушкой называют процесс, направленный на удаление из материалов влаги. Наибольшее распространение получили сушильные установки, в которых влага удаляется конвективным потоком теплоты. Основными элементами такой сушилки являются калорифер, где происходит нагревание воздуха, служащего сушильным агентом, и сушильная камера, в которой происходит удаление влаги из высушиваемого материала.

Пусть точка *1* (рис. 5.10) изображает состояние воздуха перед калорифером. Влажный воздух подогревается в калорифере при постоянном влагосодержании, а следовательно, этот процесс изобразится на диаграмме вертикальной линией (процесс *1—2*). При этом температура и энтальпия воздуха увеличиваются, а относительная влажность уменьшается. Разность $H_2 - H_1$ указывает на количество теплоты, которое расходуется в калорифере на подогревание $(1 + d)$ влажного воздуха от температуры t_1 до температуры t_2. Затем воздух с параметрами H_2, t_2, d_2, φ_2 поступает в сушильную камеру. Испаряемая из высушиваемого материала влага поступает в сушильный агент (воздух). Теоретический процесс сушки протекает при постоянной энтальпии (процесс *2—3*)*. Разность влагосодержания $d_1 - d_2$ определяет количество влаги, которое уносится из сушильной камеры $(1 + d)$ кг воздуха.

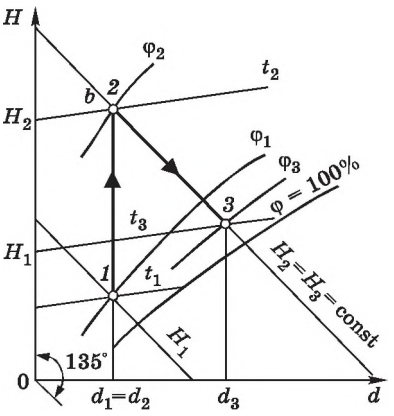


Рис. 5.10. Изображение теоретического процесса в сушильной установке на $H—d$-диаграмме влажного воздуха

Контрольные вопросы и задания

1. Проанализируйте процесс парообразования в $p—v$-, $T—s$-, $h—s$-координатах. Укажите их общие черты и отличительные особенности.

2. Что такое влажный насыщенный, сухой насыщенный и перегретый пар? Укажите закономерности изменения основных параметров состояния в процессах нагревания воды, парообразования и перегревания.

3. Запишите уравнения, определяющие закономерности изменения параметров состояния жидкости и пара. Дайте им объяснение.

4. Проанализируйте процессы изменения состояния пара (изохорный, изобарный, изотермический и адиабатный). Укажите особенности процессов в области влажного и перегретого пара.

5. Дайте определение насыщенного и ненасыщенного влажного воздуха. Укажите возможные пути получения насыщенного влажного пара.

6. Дайте определение влагосодержания, абсолютной и относительной влажности воздуха. Укажите на особенности процессов в области, где $\varphi < 100$ % и $\varphi = 100$ %.

7. Опишите $H—d$-диаграмму. Объясните характер линий $H = \text{const}$, $d = \text{const}$, $t = \text{const}$.

8. Дайте анализ процессам нагревания, охлаждения, увлажнения и осушения воздуха. Решите с помощью $H—d$-диаграммы ряд конкретных задач.

9. Рассмотрите процесс смешения двух потоков влажного воздуха. Решите конкретную задачу по смешению двух потоков.

10. Выполните при помощи $H—d$-диаграммы анализ процесса кондиционирования воздуха. Дайте определение коэффициента тепловлагообмена.

11. Проанализируйте теоретический процесс сушки материала на $H–d$-диаграмме. Рассмотрите конкретный пример.

* Действительный процесс сушки изложен в главе 26.

6. ТЕРМОДИНАМИКА ПОТОКА

6.1. Общие сведения

Термодинамическая система, обменивающаяся с окружающей средой веществом, называется *открытой*. Такие системы широко встречаются в технических устройствах. Примером может служить движение газов и паров в элементах паровых и газовых турбин, в магистральных газопроводах, воздуховодах, нагревателях, струйных аппаратах и т. д.

При анализе термодинамики потока принимают следующие допущения: поток одномерный; термодинамические параметры и скорость постоянны по всему сечению потока (т.е. рассматриваются их усредненные значения по сечению); поток стационарный, т.е. в любом сечении все величины, характеризующие течение, остаются постоянными во времени; поток является сплошным. Последнее предположение означает, что через любое сечение канала F в единицу времени проходит одно и то же массовое количество вещества, кг/с,

$$m = Fw\rho = Fw/v = \text{const}, \qquad (6.1)$$

где F — поперечное сечение канала, по которому движется поток, м^2; w — скорость потока, м/с; ρ — плотность вещества, кг/м^3; v — удельный объем вещества, м^3/кг. Уравнение (6.1) называется *уравнением сплошности или уравнением неразрывности.*

На практике иногда часть стенок каналов делается подвижной, например рабочие лопатки в турбине и компрессоре. Поскольку корпус машины недеформируемый, то поток может совершать работу лишь в связи с действием вращающего момента. В роторном двигателе энергия движущегося потока превращается в механическую энергию вращения вала турбины. Работа потока против внешнего объекта называется *технической работой.*

6.2. Математическое выражение первого закона термодинамики для потока

Рассмотрим перемещение рабочего тела в канале произвольной формы (рис. 6.1). Выделим в канале два сечения: *1—1* и *2—2*. Параметры потока в сечении *1—1* — p_1, v_1, T_1, u_1, h_1, а в сечении *2—2* — p_2, v_2, T_2, u_2, h_2. При этом $p_1 > p_2$ и вследствие перепада давления в канале происходит перемещение вещества.

На основании первого закона термодинамики

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

Внутренняя энергия — функция состояния рабочего тела, поэтому значения u_1 и u_2 определяются параметрами рабочего тела соответственно на входе и при выходе из канала.

Площадь сечения *1—1* канала обозначим через F_1, а площадь сечения *2—2* — через F_2. Длина пути, проходимого рабочим телом за единицу времени через сечение *1—1*, равна S_1, а через сечение *2—2* — S_2.

Работа, затрачиваемая на преодоление сил сопротивления перемещению рабочего тела под давлением, действующим в сечении *1—1*, равна $p_1F_1S_1$. Работа, совершаемая при течении на преодоление давления в сечении *2—2*, равна $p_2F_2S_2$. Отсюда

$$L = p_2F_2S_2 - p_1F_1S_1 = p_2V_2 - p_1V_1.$$

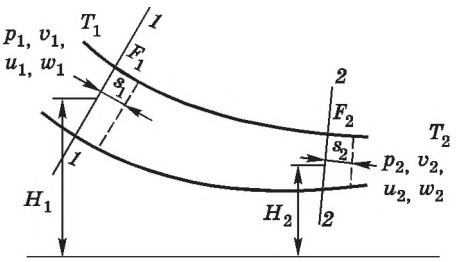


Рис. 6.1. Схема движения рабочего тела в канале переменного сечения

Обозначим массу газа через m. Учитывая, что $V_1 = m_1v_1$ и $V_2 = m_2v_2$, после деления записанного уравнения на m получим

$$l_в = p_2v_2 - p_1v_1. \qquad (6.2)$$

Очевидно, что

$$\delta l_в = d(pv). \qquad (6.3)$$

Работу $l_в$ называют *работой вытеснения.*

Если скорость потока в сечении *2—2* w_2 отличается от скорости потока в сечении *1—1* w_1, то для изменения кинетической энергии потока массой в 1 кг должна быть затрачена работа, равная $(w_2^2 - w_1^2)/2$.

Внешняя потенциальная энергия равна $mg(H_2 - H_1)$, где g — ускорение свободного падения, м/с^2; H_1 и H_2 — высоты расположения сечений *1—1* и *2—2*.

Поток, двигаясь по каналу, должен также совершить работу по преодолению сил трения на границе со стенкой канала. Отсюда следует, что элементарная работа δl расширения расходуется на внешнюю работу вытеснения, на приращение внешней кинетической энергии, на совершение технической работы, на внешнюю потенциальную энергию и на работу трения.

Таким образом, уравнение первого закона термодинамики для потока следующее:

$$\delta q = du + d(pv) + 0{,}5dw^2 + \delta l_{техн} + \delta l_{тр}. \qquad (6.4)$$

Если пренебречь изменением внешней потенциальной энергии и работой трения, то уравнение (6.4) примет вид

$$\delta q = du + d(pv) + 0{,}5dw^2 + \delta l_{техн}. \qquad (6.5)$$

Учитывая, что $du + d(pv) = dh$, имеем

$$\delta q = dh + 0{,}5dw^2 + \delta l_{техн}. \qquad (6.6)$$

Выражение (6.6) — это первый закон термодинамики для потока. Этот закон утверждает, что *теплота, подведенная к потоку рабочего*

тела от внешнего источника, расходуется на увеличение энтальпии рабочего тела, увеличение кинетической энергии потока и производство технической работы. Если техническая работа отсутствует, то

$$\delta q = dh + 0{,}5dw^2. \tag{6.7}$$

При адиабатном процессе уравнение принимает вид

$$dh + 0{,}5dw^2 = 0 \tag{6.8}$$

или

$$h_2 - h_1 + 0{,}5\left(w_2^2 - w_1^2\right) = \text{const}. \tag{6.9}$$

Из уравнения (6.9) вытекает следующая формулировка первого закона термодинамики для потока: *при адиабатном обратимом течении потока сумма изменений энтальпии рабочего тела и кинетической энергии потока есть величина постоянная.* Отсюда следует, что для такого течения потока изменение кинетической энергии совершается за счет энтальпии рабочего тела. С учетом выражения (2.38) уравнение (6.7) примет вид

$$dh - vdp = dh + 0{,}5dw^2,$$

откуда

$$0{,}5dw^2 = -vdp. \tag{6.10}$$

Та часть работы расширения, которая превращается в кинетическую энергию и может быть использована в машинах, называется *располагаемой работой*:

$$l_0 = \int_{p_1}^{p_2} -vdp = \int_{p_2}^{p_1} -vdp = \left(w_2^2 - w_1^2\right)/2. \tag{6.11}$$

Из уравнения (6.11) вытекает, что только в условиях падения давления по длине канала ($dp < 0$) может увеличиваться располагаемая работа, т. е. скорость течения газа.

Располагаемую работу рассчитываем следующим образом. Из уравнения (6.7) имеем $0{,}5dw^2 = \delta q - dh$, откуда

$$\delta l_0 = \delta q - dh \tag{6.12}$$

или

$$l_0 = \left(w_2^2 - w_1^2\right)/2 = q - \Delta h. \tag{6.13}$$

Для политропного процесса идеальных газов

$$l_0 = \left(w_2^2 - w_1^2\right)/2 = \int_{v_1}^{v_2} pdv - \int d(pv) =$$

$$= \frac{1}{n-1}\left(p_1v_1 - p_2v_2\right) - \left(p_2v_2 - p_1v_1\right) = \frac{n}{n-1}\,p_1v_1\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]. \tag{6.14}$$

Для адиабатного процесса

$$l_0 = kl = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]. \qquad (6.15)$$

В уравнениях (6.14) и (6.15) l_0 — работа соответственно политропного и адиабатного расширений рабочего тела.

Из уравнения (6.12) вытекает, что для адиабатного процесса

$$l_0 = h_1 - h_2, \qquad (6.16)$$

поэтому для определения располагаемой работы удобно пользоваться h—s-диаграммой (рис. 6.2).

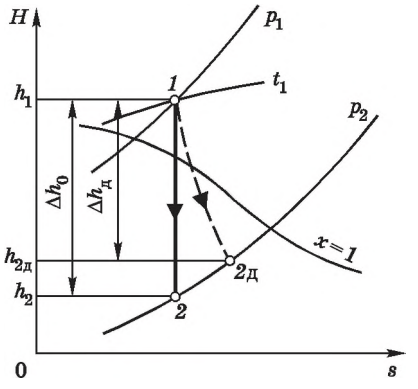


Рис. 6.2. Изображение процесса вытекания пара из канала на h—s-диаграмме

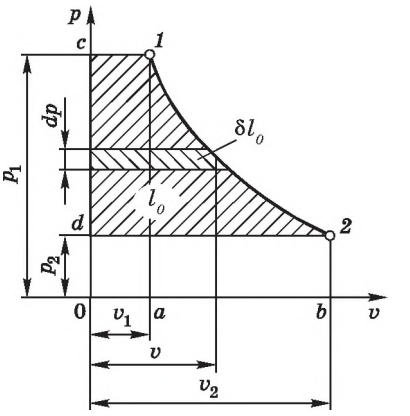


Рис. 6.3. Графическое изображение располагаемой работы на p—v-диаграмме

Как видно из рис. 6.3, заштрихованная элементарная площадка $vdp = dl_0$ и, следовательно, вся площадь 1—2—d—c—1 = l_0. Таким образом, в p—v-координатах площадь, ограниченная кривой процесса, начальной и конечной ординатами и осью ординат, эквивалентна располагаемой работе.

Зная работу l_0, из формулы (6.11) можно получить скорость w_2:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2l_0}. \qquad (6.17)$$

Во многих практических расчетах можно принять, что $w_1 = 0$, в таком случае

$$w_2 = \sqrt{2l_0}. \qquad (6.18)$$

6.3. Истечение газов и паров

Большой научный и практический интерес представляет процесс истечения сжимаемого рабочего тела из коротких каналов, называемых соплами. Течение рабочего тела в соплах происходит, как правило, быстро, поэтому теплообмен между телом и стенками канала незначителен. Вследствие этого процесс истечения рабочего тела из сопел можно считать адиабатным.

Рассмотрим случай адиабатного равновесного (т.е. без потерь) истечения рабочего тела через суживающееся сопло из резервуара большой вместимости. Параметры во входном сечении канала обозначим через p_1, v_1, T_1. Будем считать, что давление рабочего тела в выходном сечении сопла p_2 равно давлению среды, куда вытекает тело (рис. 6.4).

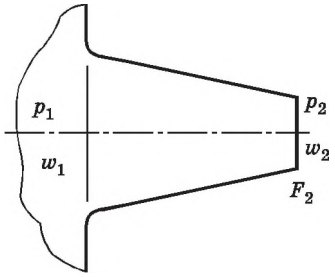


Рис. 6.4. Схема истечения рабочего тела из сопла

В соответствии с уравнением (6.9) скорость истечения из сопла

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2}. \qquad (6.19)$$

Принимая $w_1 = 0$, что допустимо во многих технических решениях, получим

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \qquad (6.20)$$

Если h выразить в кДж/кг, то формула для w_2, м/с, приобретает вид

$$w_2 = 44,7\sqrt{\Delta h}. \qquad (6.\ 20')$$

Из уравнения (6.18) с учетом (6.15) получим уравнение для скорости истечения w (в дальнейшем индекс у скорости тела на выходе из сопла опускаем):

$$w = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \qquad (6.21)$$

Если известны скорость истечения w, площадь F выходного сечения канала и удельный объем v_2 рабочего тела в этом сечении, то можно определить массовый расход рабочего тела через сопло

$$m = wF/v_2.$$

Учитывая, что для адиабатного процесса $p_1v_1^k = p_2v_2^k$, и принимая во внимание (6.21), будем иметь

$$m = \frac{wF}{v_1}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = A\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \qquad (6.22)$$

Из этого уравнения следует, что расход идеального рабочего тела зависит от площади выходного сечения канала, свойств и начальных параметров тела (k, p_1, v_1) и степени его расширения (отношения p_2/p_1). Для данного рабочего тела и его параметров p_1, v_1, а также этой конструкции сопла скорость и расход рабочего тела будут зависеть от отношения p_2/p_1. Можно построить зависимость $m = f(p_2/p_1)$, где p_2 изменяется от 0 до p_1. Из уравнения (6.22) следует, что $m = 0$ при $p_2 = p_1$ и $p_2 = 0$.

Чтобы определить m_{max}, надо взять производную функцию и приравнять ее к нулю. Обозначим отношение p_2/p_1 (где переменная величина p_2) через β, тогда

$$\frac{d}{d\beta}\left(\beta^{\frac{2}{k}} - \beta^{\frac{k+1}{k}}\right) = 0.$$

После простых преобразований получим

$$\beta = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k+1}}. \qquad (6.23)$$

Отношение p_2/p_1, при котором достигается максимальный расход, называется *критическим отношением давлений* и обозначается через $\beta_{кр}$. Для одноатомных газов (k = 1,66) $\beta_{кр}$ = 0,49; для двухатомных (k = 1,4) $\beta_{кр}$ = 0,528; для трехатомных газов (k = 1,3) и перегретого водяного пара $\beta_{кр} = 0{,}546$. В первом приближении можно принять $\beta_{кр} \approx 0{,}5$.

Скорость истечения $w_{кр}$, соответствующая критическому отношению давлений, называется *критической скоростью*. Ее можно определить из уравнения (6.21), подставив в него вместо p_2/p_1 значение $\beta_{кр}$:

$$w_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} p_1 v_1} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1}. \qquad (6.24)$$

Максимальный секундный расход рабочего тела можно определить, если в уравнение (6.22) вместо p_2/p_1 подставить $\beta_{кр}$:

$$m_{кр} = A\sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p_1}{v_1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}. \qquad (6.25)$$

Из уравнений (6.24) и (6.25) с учетом значений k получим:

— для одноатомных газов

$$w_{кр} = 1{,}118\sqrt{p_1 v_1}; \quad m_{кр} = 0{,}762A\sqrt{p_1 / v_1}; \qquad (6.26)$$

— для двухатомных газов

$$w_{кр} = 1{,}80\sqrt{p_1 v_1}; \quad m_{кр} = 0{,}685A\sqrt{p_1 / v_1}; \qquad (6.27)$$

— для многоатомных газов и перегретого пара

$$w_{кр} = 1{,}063\sqrt{p_1 v_1}; \quad m_{кр} = 0{,}666A\sqrt{p_1 / v_1}. \qquad (6.28)$$

Опыты с истечением упругих тел через суживающиеся и цилиндрические каналы показывают, что при снижении давления от $\beta_{кр}$ до $\beta = 0$ расход рабочего тела через канал остается постоянным, равным максимальному (на рис. 6.5 линия *Д—К*). Соответственно скорость потока остается постоянной, равной $w_{кр}$.

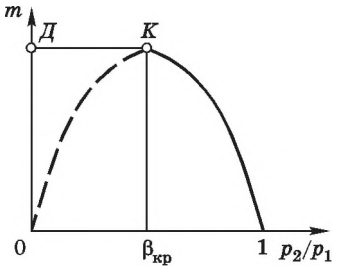


Рис. 6.5. Зависимость массового расхода рабочего тела через суживающийся канал от отношения p_2/p_1

Для адиабатного процесса

$$p_1 v_1^k = p_{кр} v_{кр}^k.$$

С учетом уравнения (6.23)

$$v_1 = v_{кр}[2/(k+1)]^{1/(k-1)}. \qquad (6.29)$$

Подставляя это выражение в уравнение (6.24), с учетом (6.23) получим

$$w_{кр} = \sqrt{k p_{кр} v_{кр}}. \qquad (5.30)$$

Из курса физики известно, что выражение (6.30) определяет значение *скорости распространения звука a* в среде с параметрами $p = p_{кр}$ и $v = v_{кр}$. Таким образом, критическими параметрами рабочего тела при течении его в канале называются термодинамические параметры в том сечении канала, где скорость потока равна скорости распространения звука.

Представим уравнение (6.1) в виде $mx = Fw$. Продифференцировав это уравнение при $m = \text{const}$ и поделив на (6.1), получим

$$\frac{dF}{F} = \frac{dv}{v} - \frac{dw}{w}. \qquad (6.31)$$

После дифференцирования уравнения адиабаты $pv^k = \text{const}$ будем иметь

$$\frac{dv}{v} = -\frac{1}{k}\frac{dp}{p}. \qquad (6.32)$$

С учетом выражения $w\,dw = -\,v\,dp$, а также (6.32) уравнение (6.31) представим в виде

$$\frac{dF}{F} = \left(\frac{v}{w^2} - \frac{1}{kp}\right)dp = \left(\frac{w^2}{kpv} - 1\right)\frac{dw}{w} = \left(\frac{w^2}{a^2} - 1\right)\frac{dw}{w}. \qquad (6.33)$$

Напомним, что $a = \sqrt{kpv}$ — скорость распространения звука. Проанализируем уравнение (6.33). В суживающемся канале $dF/F < 0$. В этом случае правая часть (6.33) имеет отрицательный знак и, следовательно, пока $w < a$, dw/w имеет положительный знак. В таком канале скорость растет до тех пор, пока $w < a$. При $w = a$ достигается критическая скорость, равная, как было сказано, местной скорости звука.

Можно доказать, что в суживающемся сопле невозможно непрерывным путем перейти через значение скорости течения, равной скорости

распространения звука. На самом деле из уравнения (6.33) видно, что в сечении, где $w = a$, с одной стороны, должен измениться знак производной dw/w, а с другой — эта производная обращается в бесконечность. Таким образом, как только будет достигнута скорость, равная местной скорости звука, течение из ускоренного должно перейти в замедленное. Поэтому превышение скорости звука в суживающемся канале невозможно.

Из уравнения (6.33) можно сделать вывод, что при всех скоростях истечения выше скорости звука ($w > a$) профиль сопла должен быть расширяющимся. Если на входе канала скорость течения меньше скорости звука, то, чтобы получить на выходе из канала сверхзвуковую скорость, необходимо составить сопло из двух частей: суживающейся (называемой *конфузором*), где $w < a$, и расширяющейся (называемой *диффузором*), где $w > a$. В наиболее узком сечении канала скорость потока равна критической скорости. Такое комбинированное сопло было предложено шведским инженером К. Г. Лавалем и носит его имя. Схема такого сопла приведена на рис. 6.6. Под схемой показаны закономерности изменения давления и скорости в сопле.

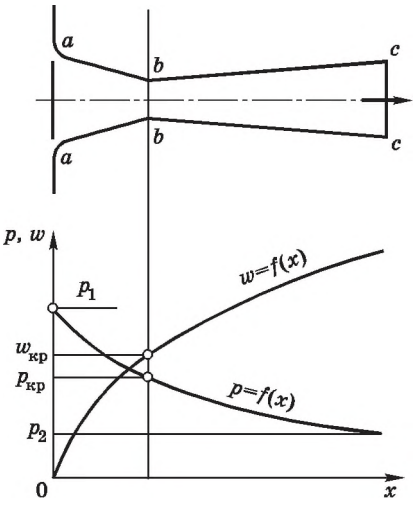


Рис. 6.6. Схема сопла Лаваля и закономерности изменения p и w вдоль сопла

При встрече потока с твердым телом его кинетическая энергия переходит в теплоту и температура потока повышается.

Для адиабатного обратимого потока справедливо выражение (6.8). Учитывая, что для идеального газа $h = c_pT$, можем написать

$$c_pT + 0{,}5w^2 = \text{const}. \qquad (6.34)$$

Если поток полностью заторможен ($w = 0$), то температура, которую приобретает поток, называется *температурой адиабатного торможения*, а точка, в которой скорость обращается в нуль, — *точкой нулевой скорости*. Температура торможения

$$T^* = T + w^2/c_p. \qquad (6.35)$$

Так как для адиабатного равновесного истечения $w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}$, то такие задачи удобно решать с помощью h—s-диаграммы. Процесс адиабатного обратимого расширения изображен линией *1—2* на рис. 6.2.

Действительный процесс истечения сопровождается потерями энергии, вызванными трением между рабочим телом и поверхностью канала, завихрениями и т.п. Необратимый адиабатный процесс расширения

представлен на рис. 6.2 кривой *1–2*д. При этом для того же перепада давлений $p_1 - p_2$ разность $\Delta h = h_1 - h_{2д}$ будет меньше значения Δh_0 для обратимого потока. Вследствие этого и скорость истечения $w_{2д} < w_2$.

Разность $\Delta h_0 - \Delta h = h_{2д} - h_2$ указывает на потери кинетической энергии вследствие наличия потерь в реальном сопле. Отношение

$$\xi_с = (\Delta h_0 - \Delta h)/\Delta h_0 = 1 - \Delta h/\Delta h_0 \qquad (6.36)$$

называется *коэффициентом потерь энергии*.

Очевидно, что действительная скорость истечения

$$w_{2д} = 44,7\sqrt{(1 - \xi_с)\,\Delta h_0}. \qquad (6.37)$$

Величину $(1 - \xi_с)$ обозначают через $\varphi_с^2$, где $\varphi_с$ — *скоростной коэффициент*. В таком случае будем иметь

$$w_{2д} = 44,7\varphi_с\sqrt{\Delta h_0}. \qquad (6.37')$$

Значение $\varphi_с$ колеблется в пределах 0,94...0,98.

6.4. Дросселирование

Опыт показывает, что если на пути потока встречается местное сопротивление в виде суженного сечения (рис. 6.7), то в процессе течения потока давление рабочего тела понижается. Процесс, происходящий при движении потока через местное сопротивление в канале, связанный с падением давления в направлении течения, называется *дросселированием*. Дросселирование протекает без подведения (отведения) теплоты извне и без совершения внешней работы. Этот процесс необратим и сопровождается возрастанием энтропии.

При адиабатном процессе справедливо выражение (6.9)

$$h_2 - h_1 + 0,5\left(w_2^2 - w_1^2\right),$$

где h_1 и h_2 — энтальпии рабочего тела в сечениях *1—1* и *2—2*.

Так как массовый расход в каждом сечении канала не изменяется, а площади проходного сечения до сужения и после него равны, то ско-

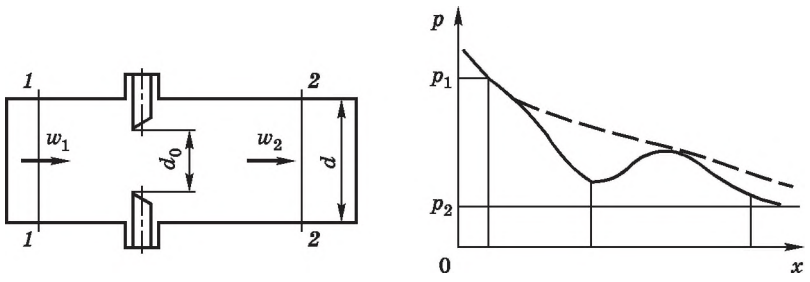


Рис. 6.7. Схема дросселирования потока и изменение давления вдоль канала при дросселировании

рости течения изменяются незначительно. Поэтому можно принять

$$h_1 = h_2, \tag{6.38}$$

т. е. при адиабатном дросселировании газа или пара энтальпия его до и после дросселирования имеет одно и то же значение.

Для идеального газа $h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1)$, что свидетельствует о постоянстве температуры идеального рабочего тела как до суженного сечения, так и после него.

У реальных газов и паров в процессе дросселирования температура изменяется в зависимости от изменения давления:

$$\alpha = (\partial T/\partial p)_h, \tag{6.39}$$

где α — коэффициент адиабатного дросселирования, или коэффициент дифференциального дроссель-эффекта.

Явление изменения температуры рабочего тела в результате адиабатного дросселирования называют *эффектом Джоуля — Томсона.*

Так как при дросселировании во всех случаях $dp < 0$, то знак изменения dT зависит от знака α. Если $\alpha > 0$, то $dT < 0$, т. е. при дросселировании рабочее тело охлаждается. Это явление называют *положительным эффектом Джоуля — Томсона.* При $\alpha < 0$ $dT > 0$, т. е. при дросселировании рабочее тело нагревается — *отрицательный эффект Джоуля — Томсона.* При $\alpha = 0$ $dT = 0$, т. е. в результате дросселирования рабочее тело не изменяет своей температуры. Температура, соответствующая состоянию рабочего тела, при котором она (температура) в процессе адиабатного дросселирования не изменяется, называется *температурой инверсии.* Геометрическое место точек температур инверсии на p—T-диаграмме образует кривую инверсии. Она представляет собой линию, разделяющую область положительного и отрицательного значений дроссель-эффекта. Примерный вид кривой инверсии приведен на рис. 6.8.

Поскольку процесс дросселирования необратим, его можно изображать в T—s- и h–s-координатах лишь условно. Чаще всего пользуются анализом процесса дросселирования на h—s-диаграмме (рис. 6.9). При

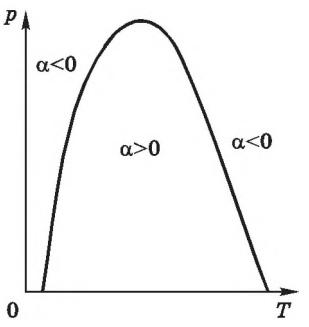


Рис. 6.8. Кривая инверсии в p—T-координатах

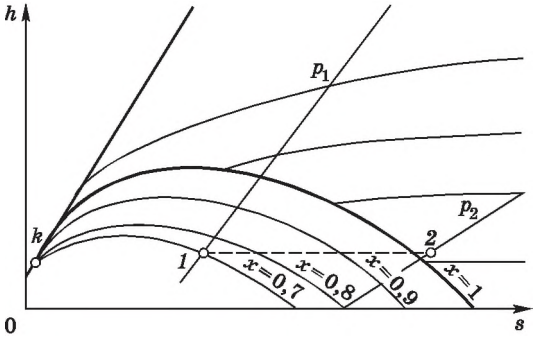


Рис. 6.9. Графическое изображение процесса дросселирования водяного пара в h—s-координатах

дросселировании (процесс *1—2*) температура пара понижается, влажный пар подсушивается и становится перегретым. Описанный процесс справедлив для паров низкого и среднего давления.

При дросселировании давление рабочего тела падает, поэтому этот процесс на практике приводит к невозобновляемым потерям (потери давления в процессе наполнения цилиндров двигателя, при впуске пара в ротор турбины, потери в газо- и паропроводах и т.п.). В то же время особенности процесса дросселирования используются при решении многих технических задач. Приведем ряд примеров. При регулировании работы паросиловых установок пар дросселируют. Так как при этом располагаемый теплоперепад $h_1 - h_2$ уменьшается, то это приводит к уменьшению технической работы двигателя. Дроссельный способ регулирования используют в карбюраторных двигателях внутреннего сгорания. Поскольку при дросселировании температура рабочего тела уменьшается (при условии, что дроссель-эффект положителен), то этот процесс находит применение в холодильной технике.

Контрольные вопросы и задания

1. Изложите определение открытых термодинамических систем и приведите примеры из практики.
2. Выведите уравнение первого закона термодинамики для потока и приведите разные формы его записи.
3. Что такое техническая и располагаемая работы? Дайте геометрическую интерпретацию располагаемой работы и укажите, как она определяется для политропного и адиабатного процессов.
4. Выведите выражение для скорости массового расхода при течении рабочего тела в коротких каналах. Проанализируйте эти уравнения.
5. Что такое критическое отношение давлений, критическая скорость, максимальный массовый расход рабочего тела? Запишите выражения для критической скорости и максимального расхода при истечении рабочего тела из суживающегося сопла.
6. Покажите, что критическая скорость равна местной скорости звука. Докажите, что при скоростях меньше скорости звука канал должен быть суживающимся, а при скоростях больше скорости звука — расширяющимся. Почему в суживающемся канале невозможно непрерывным путем перейти через значение местной скорости звука?
7. Что такое температура адиабатного торможения?
8. Как определяют действительную скорость истечения? Проанализируйте процесс адиабатного обратимого и необратимого истечения с помощью h—s-диаграммы. Что такое коэффициент потери энергии и как можно определить его значение?
9. Решите с помощью h—s-диаграммы конкретную задачу истечения пара при отношении $p_2/p_1 < \beta_{кр}$. Определите расчетные характеристики процесса истечения в наиболее узком и выходном сечениях канала.
10. Дайте определение дросселирования и коэффициента адиабатного дросселирования. Что такое эффект Джоуля—Томсона? Проанализируйте кривую инверсии. Приведите примеры использования дросселирования в технике.

7. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В КОМПРЕССОРАХ

7.1. Одноступенчатый компрессор

Компрессором называется устройство, предназначенное для сжатия газов и паров. По конструктивным признакам компрессоры подразделяют на две группы. К первой группе относятся поршневые и ротационные компрессоры. Вторую группу составляют центробежные и осевые компрессоры, сжатие газа в которых осуществляется в два этапа. На первом этапе газу сообщается некоторая скорость, а на втором — кинетическая энергия потока преобразуется в энергию давления. Этот принцип сжатия используется и в компрессорах инжекционного действия.

Различные по конструкции компрессоры характеризуются эквивалентными термодинамическими процессами, происходящими в них. Проанализируем процессы в поршневом компрессоре, который в сельскохозяйственном производстве наиболее распространен.

На рис. 7.1 изображены принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и зависимость в $p—v$-координатах давления от переменного объема рабочего тела в цилиндре (т. е. хода поршня в течение одного оборота вала). При движении поршня с крайнего левого положения в правое в цилиндр машины через всасывающий клапан *а* поступает газ. На диаграмме всасывание изображается линией *4—1*. При обратном движении поршня всасывающий и выпускной клапаны закрыты и газ сжимается по линии *1—2* до тех пор, пока не достигается давление p_2. При давлении p_2 открывается выпускной клапан *б* и при дальнейшем движении поршня справа налево будет происходить вытеснение (процесс *2—3*) газа из цилиндра компрессора в нагнетательный трубопровод. При достижении поршнем крайнего левого положения выпускной клапан закрывается, открывается впускной и процесс повторяется.

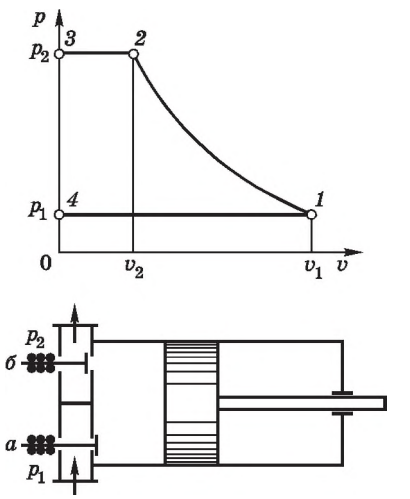


Рис. 7.1. Принципиальная схема и $p—v$-диаграмма одноступенчатого компрессора

Следует заметить, что только в процессе сжатия *1—2* масса газа остается постоянной. Поэтому на $p—v$-диаграмме процессы всасывания *4—1* и вытеснения *2—3*, в которых изменяется количество рабочего

тела, не изображают процессы термодинамически. На рис. 7.2 показаны различные возможные процессы сжатия: изотермическое *1—2*, политропное *1—2′* и адиабатное *1—2″*. Практическое сжатие осуществляется по политропе с показателем n = 1,08-1,22, т.е. политропа размещена между изотермой и адиабатой ($1 < n < k$).

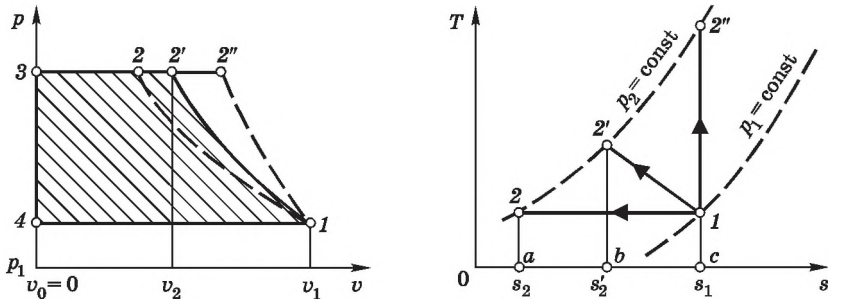


Рис. 7.2. Сравнение процессов изотермического, политропного и адиабатного сжатия в компрессоре

Задачей термодинамического анализа компрессора является определение работы, затраченной компрессором при заданных начальных и конечных параметрах.

Работа сжатия рабочего тела в идеальном компрессоре

$$l_к = l_{4-1} - l_{1-2} - l_{2-3},$$

где $l_{4-1} = p_1 v_1$ и $l_{2-3} = p_2 v_2$.

В соответствии с уравнением (2.70)

$$h_{1-2} = -\frac{p_1 v_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right].$$

Следовательно, для политропного процесса будем иметь

$$l_{к_{пол}} = p_1 v_1 + \frac{p_1 v_1}{n-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] - p_2 v_2 = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]. \quad (7.1)$$

Выражение для работы компрессора в адиабатном процессе можно получить из уравнения (7.1), заменив n на k:

$$l_{к_{ад}} = -\frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \quad (7.2)$$

Принимая во внимание уравнение (2.56) для работы изотермического сжатия и учитывая, что для изотермического процесса $p_1 v_1 = p_2 v_2$, получим выражение для работы компрессора

$$l_{\text{к из}} = RT_1 \ln \frac{p_2}{p_1} = p_1 v_1 \ln \frac{p_2}{p_1}. \qquad (7.3)$$

В T—s-координатах (рис. 7.2) показаны процессы сжатия рабочего тела в одноступенчатом компрессоре: *1—2″* — адиабатный, *1—2′* — политропный и *1—2* — изотермический. Из рис. 7.2 следует, что при сжатии по изотерме площадь *4—1—2—3* получается наименьшей, а следовательно, работа, затраченная компрессором, будет минимальной. Поэтому применение изотермического сжатия в компрессоре является энергетически наиболее выгодным.

7.2. Многоступенчатый компрессор

В одноступенчатом (одноцилиндровом) компрессоре степень сжатия $\varepsilon = p_2/p_1$ обычно имеет значения 6-8. Если требуется сжать газ до высокого давления, то используются многоступенчатые компрессоры (рис. 7.3). Повышение давления сжатия приводит к возрастанию температуры в конце сжатия, значение которой может превысить допустимые для технических целей значения.

В многоступенчатых компрессорах между ступенями сжатия устанавливаются теплообменники, обеспечивающие охлаждение газа, сжатого в предыдущей ступени. Диаграмма сжатия в трехступенчатом компрессоре показана на рис. 7.4, *а*. Сжатие в первом цилиндре происходит по политропе *1—a*, после чего газ поступает в промежуточный

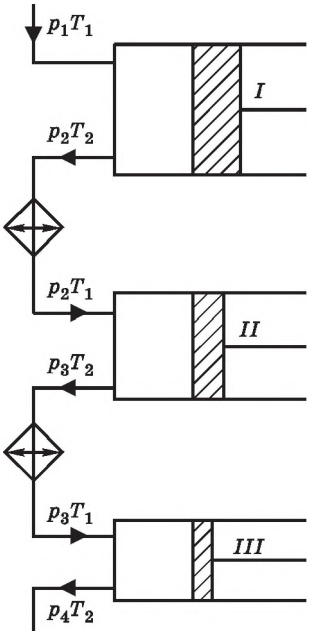


Рис. 7.3. Принципиальная схема трехступенчатого компрессора

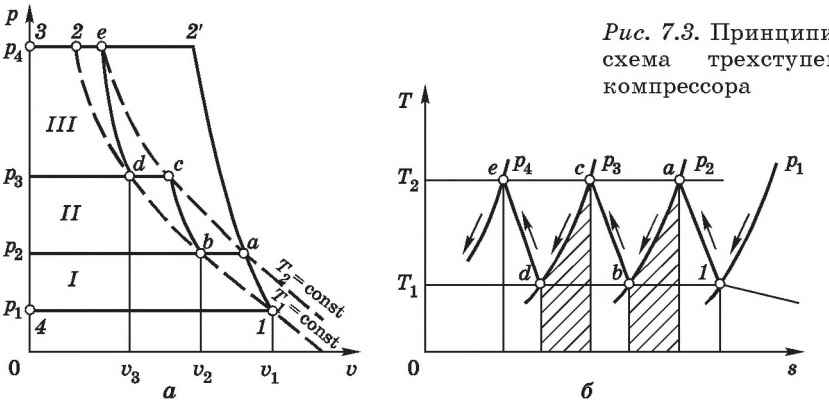


Рис. 7.4. Диаграммы трехступенчатого сжатия в p—v- и T—s-координатах

охладитель, где он охлаждается (теоретически при постоянном давлении) до температуры T_1 (процесс $a—b$).

После охладителя газ поступает во вторую ступень и сжимается по политропе $b—c$, затем охлаждается по изобаре $c—d$ до температуры T_1, после чего следует сжатие в третьей ступени компрессора по политропе $d—e$. Если бы сжатие осуществлялось в одноступенчатом компрессоре по линии $1—2'$, то затраченная работа определялась бы площадью $4—1—2'—3$. Благодаря промежуточному охлаждению воздуха выигрыш в работе эквивалентен площади $a—2'—e—d—c—b—a$ (см. рис. 7.4, *а*). На рис. 7.4, *б* линии $1—a$, $b—c$ и $d—e$ в $T—s$-координатах представляют политропные процессы сжатия в первом, втором и третьем цилиндрах компрессора, а линии $a—b$ и $c—d$ — процессы изобарного охлаждения газа соответственно в охладителях 1-й и 2-й ступеней. Заштрихованные площади под кривыми $a—b$ и $c—d$ определяют количество теплоты, отведенной из охладителей.

Эффективность работы реального неохлаждаемого компрессора определяется адиабатным КПД, равным отношению теоретической работы при обратимом адиабатном сжатии $l_{ад}$ к работе $l_к$, израсходованной в реальном компрессоре на сжатие 1 кг газа:

$$\eta_{ад} = l_{ад}/l_к. \qquad (7.4)$$

Значение $\eta_{ад}$ колеблется в пределах 0,7...0,9.

Для оценки работы охлаждаемых компрессоров пользуются изотермическим КПД, равным отношению теоретической работы при изотермическом сжатии $l_{из}$ к работе $l_к$:

$$\eta_{из} = l_{из}/l_к. \qquad (7.5)$$

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение компрессора. Выведите выражение для работы компрессора в политропном, адиабатном и изотермическом сжатии.
2. Объясните, почему наименьшая работа будет при изотермическом сжатии.
3. Проанализируйте процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре в $p—v$- и $T—s$-координатах.
4. Укажите преимущество многоступенчатого сжатия по сравнению с одноступенчатым.
5. Как определяется эффективность работы реального компрессора при адиабатном и изотермическом сжатии?

8. ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК

8.1. Общие сведения

С точки зрения термодинамики тепловые двигатели представляют собой совокупность взаимодействующих между собой рабочего тела, источника теплоты и охладителя. Особенностями этих взаимодействий определяются в каждом конкретном случае отличительные термодинамические характеристики тепловых машин.

В реальных тепловых двигателях источником теплоты служат продукты сгорания топлива либо теплота, выделяемая в атомном реакторе, а охладителем — окружающая среда. Рабочее тело находится в термодинамическом равновесии соответственно с источником теплоты и охладителем.

При анализе термодинамических циклов тепловых машин допускают, что:

— химический состав и количество рабочего тела не изменяются;

— процесс сгорания топлива заменяется обратимым процессом подведения теплоты;

— выпуск продуктов сгорания или отработавшего пара заменяется обратимым процессом отведения теплоты в охладитель;

— процессы расширения и сжатия рабочего тела являются адиабатными;

— теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры.

8.2. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания

Двигатель внутреннего сгорания — наиболее распространенный тепловой двигатель в мире. Он занимает лидирующее положение в автомобильном, железнодорожном и водном транспорте, в дорожных машинах и т.п. Исключительна роль двигателей внутреннего сгорания в энергетике сельского хозяйства — неотъемлемый элемент тракторов, комбайнов, автотранспорта, резервных дизельных электростанций и многих других агрегатов, используемых в сельскохозяйственном производстве.

Термодинамические циклы. В зависимости от способа подведения теплоты различают три термодинамических цикла двигателей внутреннего сгорания:

— с подведением теплоты при $x = \text{const}$;

— с подведением теплоты при $p = \text{const}$;

— со смешанным подведением теплоты при $x = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

Первый цикл характерен для двигателей с внешним смесеобразованием (бензиновые, газовые). Цикл со смешанным подведением теплоты характерен для дизелей, т. е. двигателей с внутренним смесеобразова-

нием. Цикл с подведением теплоты при p = const представляет собой термодинамический круговой процесс, протекающий в дизеле, в котором топливо в цилиндре распыляется сжатым воздухом. Эти двигатели в настоящее время не находят применения, поэтому мы будем рассматривать только первую и третью группы циклов.

Цикл со смешанным подведением теплоты изображен в p—v- и T—s-координатах на рис. 8.1. Кривая *1—2* соответствует процессу адиабатного сжатия рабочего тела. Подвод теплоты (в реальном двигателе сжигание топлива) сначала происходит по линии *2—3* при v = const, а затем по линии *3—4* при p = const. При этом подводится теплота $q_1 = q_1' + q_1''$. Кривая *4—5* соответствует процессу адиабатного расширения рабочего тела, а участок *5—1* характеризует изохорный процесс отведения теплоты q_2 в охладитель.

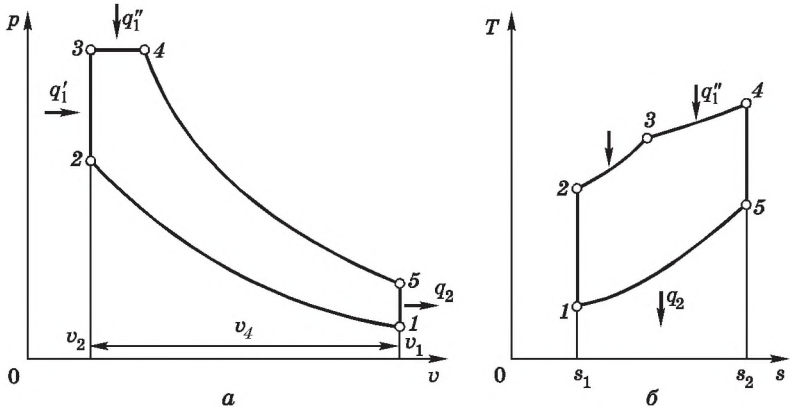


Рис. 8.1. Диаграммы цикла двигателя внутреннего сгорания со смешанным подведением теплоты в p—v- и T—s-координатах

Введем безразмерные параметры, характеризующие цикл:
$\varepsilon = v_1/v_2$ — степень сжатия;
$\rho = v_4/v_3$ — степень предварительного расширения;
$\lambda = p_3/p_2$ — степень изохорного повышения давления.
Определим термический КПД цикла. Очевидно, что

$$q_1' = c_v(T_3 - T_2); \quad q_1'' = c_p(T_4 - T_3); \quad q_2 = c_v(T_5 - T_1), \tag{8.1}$$

откуда

$$\eta_t = 1 - \frac{c_v(T_5 - T_1)}{c_v(T_3 - T_2) + c_p(T_4 - T_3)}. \tag{8.2}$$

Для адиабатного процесса *1—2* в соответствии с уравнением (2.61) можно записать $T_2/T_1 = \varepsilon^{k-1}$, откуда $T_2 = T_1\varepsilon^{k-1}$.

Для изохорного процесса *2—3* с учетом того, что в этом процессе $p_3/p_2 = T_3/T_2$, получим

$$T_3 = T_2(p_3/p_2) = T_2\lambda = T_1\lambda\varepsilon^{k-1}.$$

Для изобарного процесса *3—4* при $v_4/v_3 = T_4/T_3 = \rho$

$$T_4 = \rho T_3 = T_1 \lambda \rho \varepsilon^{k-1}.$$

Для адиабатного процесса *4—5*

$$T_5/T_4 = (v_4/v_5)^{k-1} = (v_4/v_1)^{k-1}.$$

Учитывая, что $v_2 = v_3$, можно записать

$$\frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{v_4}{v_3}\frac{v_2}{v_1}\right)^{k-1} = \rho^{k-1}\frac{1}{\varepsilon^{k-1}},$$

откуда

$$T_5 = T_4\rho^{k-1}\frac{1}{\varepsilon^{k-1}} = T_1\lambda\rho^k.$$

Подставляя полученные выражения в (8.1) и учитывая, что $c_p/c_v = k$, будем иметь:

$$q_1 = q_1' + q_1'' = c_v T_1 \varepsilon^{k-1}\left[(\lambda - 1) + k\lambda(\rho - 1)\right]; \quad q_2 = c_v T_1\left(\lambda\rho^k - 1\right).$$

Таким образом, термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания со смешанным подведением теплоты запишется так:

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_v T_1\left(\lambda\rho^k - 1\right)}{c_v T_1 \varepsilon^{k-1}\left[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)\right]} = 1 - \frac{\lambda\rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (8.3)$$

Из приведенной формулы следует, что термический КПД цикла со смешанным подведением теплоты возрастает с увеличением степени сжатия и степени повышения давления λ и с уменьшением степени предварительного расширения ρ.

Цикл с подведением теплоты при постоянном объеме состоит из двух адиабат и двух изохор (рис. 8.2). По кривой *1—2* происходит адиабатное сжатие рабочего тела (в данном случае горючей смеси).

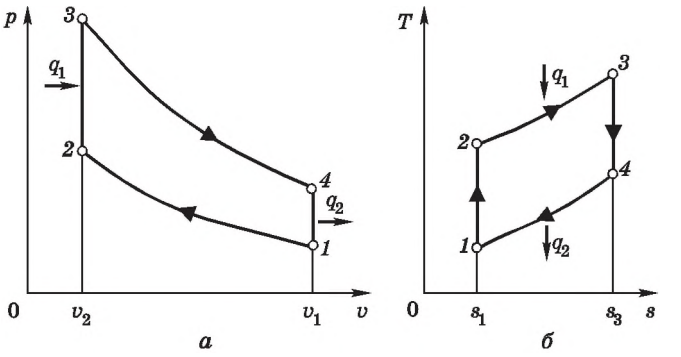


Рис. 8.2. Диаграммы цикла двигателя внутреннего сгорания с подведением теплоты при v = const в p—v- и T—s-координатах

Изохора *2—3* соответствует процессу подведения теплоты q_1 от источника теплоты (в реальном двигателе зажигание смеси и сгорание топлива). Затем следует процесс адиабатного расширения *3—4*. В изохорном процессе *4—1* от рабочего тела в окружающую среду отводится теплота q_2.

Термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания можно получить, если в формуле (8.3) принять $\rho = 1$:

$$\eta_t = 1 - 1/\varepsilon^{k-1}. \qquad (8.4)$$

Термический КПД различных циклов двигателей внутреннего сгорания колеблется в пределах 0,45-0,60.

Сравнение циклов двигателей внутреннего сгорания. Степень сжатия двигателей с внутренним смесеобразованием ($\varepsilon = 12$-18) выше, чем у двигателей с внешним смесеобразованием ($\varepsilon = 6$-8), поэтому первые двигатели имеют более высокие значения термического КПД и их экономичность выше, чем у двигателей с внешним смесеобразованием.

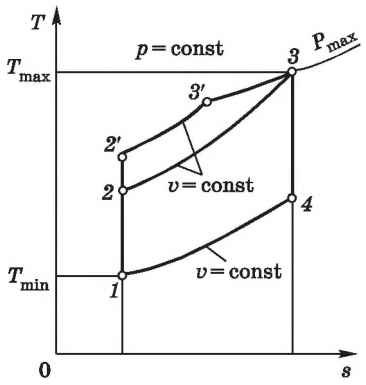


Рис. 8.3. Сравнение циклов двигателя внутреннего сгорания

Сравним циклы при одинаковых конечных температурах, которые определяют допустимые термические напряжения в деталях двигателя. Как видно из рис. 8.3, цикл со смешанным подведением теплоты при тех же значениях T_{max} имеет более высокий термический КПД, чем цикл с подведением теплоты при постоянном объеме.

8.3. Циклы паросиловых установок

В современной стационарной теплоэнергетике используются в основном паровые теплосиловые установки. На долю паротурбинных электростанций приходится более 80 % вырабатываемой электроэнергии. В паровых теплосиловых установках в качестве рабочего тела, как правило, используется водяной пар, что объясняется доступностью и дешевизной воды.

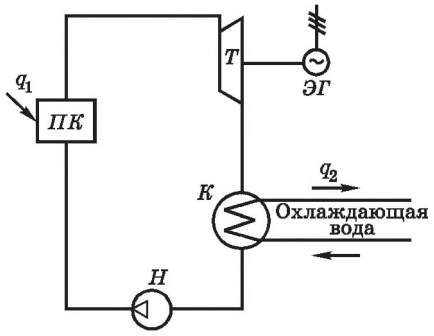


Рис. 8.4. Принципиальная схема паровой теплосиловой установки

На рис. 8.4 приведена схема паросиловой установки. Из парового котла ПК перегретый пар с параметрами p_1, T_1, h_1 поступает в паровую турбину Т. При расширении в сопловом аппарате пар приобретает

значительную кинетическую энергию, которая в роторе турбины превращается в техническую работу. Механическая энергия турбины в электрогенераторе ЭГ превращается в электрическую энергию. После турбины пар с давлением p_2 и энтальпией h_2 поступает в конденсатор К, представляющий собой теплообменник, в трубках которого циркулирует вода, охлаждающая пар. В конденсатор отводится теплота в количестве q_2, в результате чего пар конденсируется. Конденсат подается насосом Н в котел, и цикл повторяется вновь. Таким образом, характерная особенность паросиловых установок — фазовое превращение рабочего тела в цикл.

Рассмотрим описанный замкнутый процесс в p—v-, T—s- и h—s-координатах (рис. 8.5).

Точка *4* соответствует состоянию рабочего тела перед паровым котлом. В котле происходят процессы нагревания жидкости (*4*—*5*), парообразования (*5*—*6*) и перегревания пара (*6*—*1*). Теплота q_1, подведенная к 1 кг рабочего тела в изобарном процессе, равна разности энтальпий в конечной и начальной точках процесса $q_1 = h_1 - h_4$.

В паровой турбине осуществляется адиабатный процесс расширения (*1*—*2*). В результате перегретый пар превращается в сухой насыщенный, а затем во влажный с параметрами точки *2*. Конденсируется

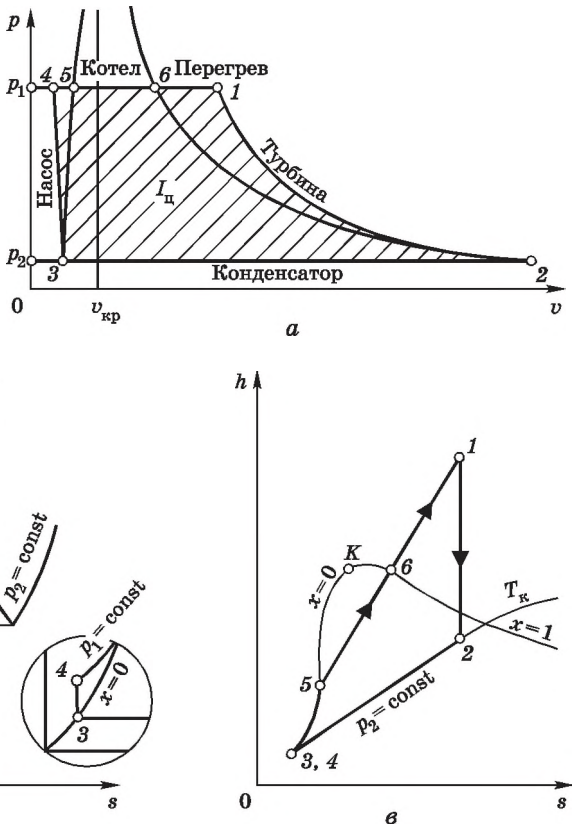


Рис. 8.5. Цикл Ренкина в p—v-, T—s- и h—s-координатах

пар при постоянном давлении (процесс *2—3*). Изобары в области влажного пара являются одновременно и изотермами, т. е. на участке *2—3* давление p_2 и температура T_2 остаются неизменными. При этом от рабочего тела в окружающую среду отводится количество теплоты $q_2 = h_2 - h_3$. Процесс *3—4* подачи конденсата в котел насосом изображается изохорой, так как вода практически несжимаема. Точки *3* и *4* на *T—s*- и *h—s*-диаграммах не совпадают, но это отклонение столь мало, что им пренебрегают. Образованный таким образом термодинамический цикл называется *циклом Ренкина* (по имени шотландского физика, предложившего его в середине прошлого столетия).

Термический КПД цикла Ренкина

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_3}.$$

Как уже говорилось, можно принять, что $h_3 = h_к$, тогда

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_к}, \qquad (8.5)$$

где $h_к$ — энтальпия конденсата в точке *3*. Выражение в числителе $h_1 - h_2$ равняется работе $l_ц$ цикла.

Из приведенной формулы следует, что термический КПД цикла Ренкина определяется значениями энтальпий пара до турбины h_1 и после нее h_2 и энтальпии воды $h'_к$ при температуре конденсации пара t_2. Поэтому при определении значения η_t цикла паросиловой установки удобно пользоваться *h—s*-диаграммой.

Для повышения термического КПД паросиловой установки следует расширить пределы рабочего процесса, а именно повысить давление и температуру перегретого пара (т.е. повысить значение h_1) и понизить давление p_2 пара за турбиной. На современных тепловых электростанциях начальное давление p_1 = 13-16 МПа (применяется также сверхкритическое давление, равное 24 МПа), температура пара t_1 = = 535...565 °С. Давление пара за турбиной p_2 = 3-5 кПа. Так как с увеличением давления p_1 при постоянном предельном значении температуры T_1 повышается влажность пара в конце процесса расширения, то применяют промежуточный перегрев пара. Давление промежуточного перегрева выбирают так, чтобы работа цикла $l_ц$ при этом увеличивалась в большей степени, чем расход теплоты q_1 (с учетом дополнительного расхода на промежуточный перегрев пара).

В паросиловой установке термический КПД повышается при ее работе по регенеративному циклу, что обусловлено приближением цикла к регенеративному циклу Карно. В регенеративном цикле паросиловой установки часть пара отбирается из турбины на участке расширения *1—2* и направляется в теплообменник, где, смешиваясь с конденсатом, повышает его температуру перед котлом. В результате такого мероприятия работа цикла $l_ц$ несколько уменьшается, но вследствие сниже-

ния расхода теплоты в котле $h_1 - h_к$ КПД цикла становится выше. Оптимальные значения давления отбора пара из турбины (а следовательно, температуры подогрева конденсата) определяют на основании соответствующих технико-экономических расчетов.

Теплофикация. Эффективность топлива, сжигаемого в паросиловой установке, можно повысить, если удаляемую теплоту (а она составляет не менее половины количества теплоты, подведенной от источника с более высокой температурой) использовать для отопления и горячего водоснабжения или для различных технологических процессов. В конденсационных электростанциях, предназначенных для выработки только электрической энергии, охлаждающая вода после конденсатора имеет температуру 20...35 °С, и использовать теплоту этой воды (ввиду низкой температуры она называется *низкопотенциальной теплотой*) практически сложно. Для нужд отопления, горячего водоснабжения и т. п. температура воды должна быть 80...100 °С. Этого можно достигнуть, если повысить давление пара p_2, выходящего из турбины. Такие турбины называют *турбинами с ухудшенным вакуумом*. Если давление p_2 выше атмосферного, то турбины называют *турбинами с противодавлением*. Обычно давление пара за турбиной 0,10-0,15 МПа, в то время как на станциях без отпуска теплоты потребителям $p_2 = 3$-5 кПа.

Станция, вырабатывающая одновременно электрическую энергию и теплоту для внешнего теплоснабжения, называется *теплоэлектроцентралью* (ТЭЦ). Схема такой станции изображена на рис. 8.6. Диаграмма теплофикационного цикла в T—s-координатах показана на рис. 8.7. На принципиальной схеме (рис. 8.6) цифры соответствуют наиболее характерным точкам на диаграмме (см. рис. 8.7). Количество теплоты, которое можно использовать для отопления технологических процессов различных производств и т. д., определяется площадью *2—4—8—7—2*. Уменьшение полезной работы вследствие повышения давления

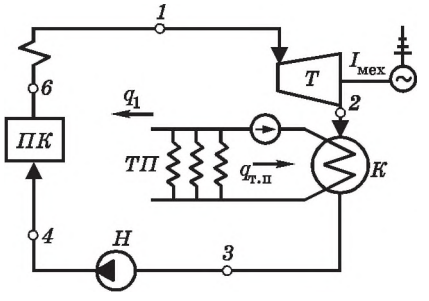


Рис. 8.6. Схема установки для совместной выработки электрической энергии и теплоты без регулирования отбора пара из турбины:
ПК — паровой котел; Т — паровая турбина; К — конденсатор; Н — насос; ТП — тепловой потребитель

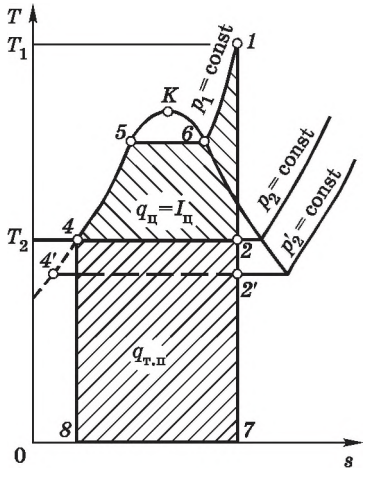


Рис. 8.7. Диаграмма теплофикационного цикла в T—s-координатах

за тепловой машиной равно площади *2—2′—4′—4—2*. Поэтому термический КПД такого цикла ниже, чем у конденсационной установки, но общее использование теплоты значительно больше.

Характеристикой теплосиловых установок, вырабатывающих электрическую и тепловую энергии (ТЭЦ), служит *коэффициент использования теплоты*

$$\eta_{и.т} = (l_э + q_2)/q_1, \qquad (8.6)$$

где $l_э$ — работа цикла, используемая до получения электрической энергии; q_2 — теплота, отпускаемая потребителю; q_1 — подведенная теплота от источника. Теоретически коэффициент использования теплоты $\eta_{и.т}$ может иметь значение, равное единице, а в реальных условиях достигает значений 0,6-0,8.

Существенный недостаток тепловых станций, работающих по схеме, изображенной на рис. 8.6, заключается в том, что электрическая мощность и тепловая мощность (количество отпускаемой теплоты за единицу времени) не являются независимыми друг от друга. В то же время графики тепловой и электрической энергий могут не совпадать во времени. Более рациональны в этом отношении ТЭЦ, на которых применяют конденсационные турбины с промежуточными регулируемыми отборами пара при давлениях, необходимых для потребителей теплоты. Отбор называется *регулируемым*, поскольку система регулирования обеспечивает независимость параметров отбираемого пара от расхода пара через турбину.

Одна из таких схем показана на рис. 8.8. Часть пара $d_{отб}$ при давлении $p_{отб}$ отбирается из промежуточных ступеней турбины и направляется потребителям. Остальная часть пара $(1 - d_{отб})$ поступает в конденсатор. Отпускаемые потребителю теплота и электрическая энергия у турбин с регулируемым отбором пара могут изменяться независимо друг от друга. При необходимости предусматривается два или три регулируемых отбора с разными параметрами пара. При этом, как правило, для технологических потребностей отбирается пар при более высоком давлении, а для систем отопления и горячего водоснабжения — при более низком. Кроме регулируемых отборов осуществляются также нерегулируемые отборы пара, предназначенные для регенеративного подогревания воды после конденсатора.

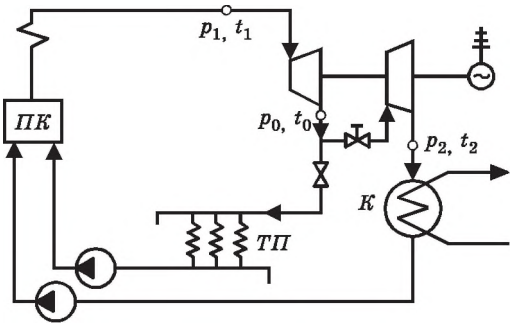


Рис. 8.8. Схема установки с турбиной с регулируемым отбором пара

8.4. Циклы парогазовых установок

Путем комбинирования газо- и паротурбиных установок можно добиться существенного увеличения эффективности использования теплоты. Одна из возможных таких схем приведена на рис 8.9, *а*. Сжатый воздух подается компрессором КМ в камеру сгорания КС газовой турбины ГТ. Отходящие газы из турбины служат источником теплоты для обеспечения парогазообразования в утилизационном котле КУ. Из котла пар поступает в пароперегреватель ПП, расположенный в газовой турбине. Затем пар направляется в паровую турбину ПТ, где расширяется до глубокого вакуума. Из конденсатора К рабочее тело питательным насосом ПН подается в котел. Цикл парогазовой установки в T–s-координатах показан на рис. 8.9, *б*.

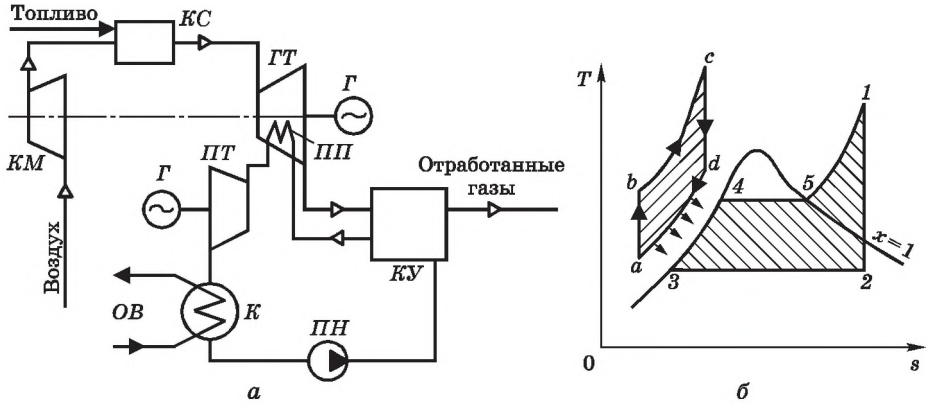


Рис. 8.9. Схема (*а*) и цикл (*б*) парогазовой установки

Контрольные вопросы и задания

1. Какие допущения принимаются при анализе термодинамических циклов тепловых двигателей?
2. Что Вы знаете о цикле двигателя внутреннего сгорания со смешанным подведением теплоты? Проанализируйте термический КПД цикла.
3. Изложите основные положения, которые относятся к циклу двигателя внутреннего сгорания с подведением теплоты при постоянном объеме.
4. Дайте сравнительный анализ η_t циклов с подведением теплоты при постоянном объеме и со смешанным подведением теплоты. Какие реальные двигатели используют один и другой циклы?
5. Изобразите схемы паросиловых установок (конденсационных, с турбинами, которые работают на противодавление, с турбинами с регулированным отбором пара) и укажите их отличительные особенности.
6. Укажите пути повышения КПД цикла паросиловой установки.
7. Что такое теплофикация? Пользуясь изображением цикла в T–s-координатах, проанализируйте такой цикл. Чему равняется коэффициент использования теплоты?
8. Обоснуйте преимущество теплосиловой установки с промежуточным регулированным отбором пара по сравнению с установкой с турбинами с противодавлением.
9. Дайте сведения о парогазовой установке.

9. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ (ОБРАТНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ)

9.1. Общие сведения

Многие отрасли производства нуждаются в холоде, например в процессах хранения сельскохозяйственных продуктов. В различных технологических процессах необходимо поддерживать температуру на более низком уровне, чем температура окружающей среды, иногда требуется трансформация теплоты с более низкого температурного уровня на более высокий. Для понижения температуры тел ниже температуры окружающей среды и ее поддержания на требуемом уровне применяют *холодильные установки*. Холодильные машины, предназначенные для отбора теплоты из окружающей среды и передачи ее объекту с более высокой температурой, называются *тепловыми насосами*.

Принцип действия холодильных установок и тепловых насосов основан на совершении рабочим телом обратного кругового процесса. В результате этого теплота отводится от охлаждаемого тела и передается окружающей среде, имеющей более высокую температуру.

Количество теплоты, отводимой от охлаждаемого тела за единицу времени, называется *холодильной мощностью (хладоотдачей) холодильной установки*. Холодильная мощность, отнесена к 1 кг холодильного агента (рабочего тела), называется *удельной холодильной мощностью холодильного агента*. Для характеристики эффективности обратного цикла вводят понятие холодильного коэффициента ε_x.

Промышленное получение искусственного холода впервые было осуществлено с помощью холодильной установки, в которой в качестве рабочего тела использовался воздух. Существенный ее недостаток — малая эффективность цикла и весьма ограниченная область возможного применения. Наибольшее распространение получили компрессорные установки, в которых компенсирующая энергия, необходимая для отбора теплоты от менее нагретого тела и передачи более нагретому, затрачивается в виде механической энергии на привод компрессора. В абсорбционных установках для повышения давления рабочего тела используется термохимическая компрессия.

В качестве рабочих тел (холодильных агентов) применяются жидкости, способные кипеть при низких температурах (ниже 0 °С) и избыточном давлении ($p > p_б$) во всем диапазоне температур холодильного цикла. Как холодильные агенты используются хлористый метил CH_3Cl, углекислый газ CO_2, аммиак NH_3 и особенно фреоны — фторхлорподобные углеводов типа $C_mH_nF_2Cl$.

9.2. Цикл паровой компрессорной холодильной установки

Принципиальная схема установки изображена на рис. 9.1. На этом же рисунке изображен ее цикл в T—s-координатах (цифры на схеме отвечают точкам, указанным на T—s-диаграмме).

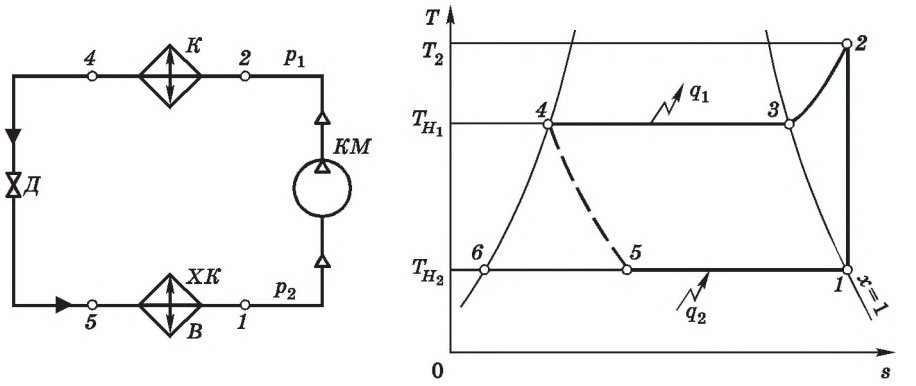


Рис. 9.1. Схема компрессорной паровой холодильной установки и графическое изображение цикла в T—s-координатах

Установка работает так. С испарителя ХК влажный насыщенный пар со степенью сухости $x_1 = 1$ при давлении p_1 и температуре $T_{н1}$ всасывается компрессором КМ и сжимается адиабатно (процесс *1—2*) до давления p_2 и температуры T_2. Из компрессора горячий пар хладагента подается в конденсатор К, где, охлаждаясь водой или окружающим воздухом, при постоянном давлении p_2 превращается сначала в сухой насыщенный пар (процесс *2—3*), а потом конденсируется и целиком переходит в жидкость (процесс *3—4*). Теплота охлаждения и фазового преобразования q_1 отдается рабочим телом в конденсаторе. На выходе из конденсатора редкое рабочее тело, проходя через дроссельный клапан Д, дросселируется (на диаграмме этот процесс условно изображен линией *4—5*). При дросселировании $h_4 = h_5$, а давление падает от p_2 до p_1. Поскольку в данном случае коэффициент адиабатного дросселирования $\alpha > 0$, то температура рабочего тела падает до $T_{н2}$. После дроссельного клапана пар поступает в испаритель (рефрижератор). В результате подведения теплоты q_2 пар переходит к состоянию, изображаемому точкой *1* (процесс *5—1*). Холодильный коэффициент этой установки

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{h_1 - h_5}{(h_2 - h_4) - (h_1 - h_5)}.$$

Учитывая то, что $h_5 = h_4$, получим

$$\varepsilon_x = \frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_1}, \qquad (9.1)$$

где $h_2 - h_1$ — работа, израсходованная в компрессоре.

9.3. Цикл абсорбционной холодильной установки

В некоторых случаях для повышения давления рабочего тела в цикле холодильной установки целесообразно тратить не механическую энергию, а теплоту, например, технологического пара, электронагревателя, солнечного излучения. В таких холодильных установках в качестве рабочего тела используется бинарная смесь веществ, которые имеют разную температуру кипения при одном и том же давлении. Одно из веществ, имеющее более низкую температуру кипения, является хладагентом, а другое — абсорбентом. Обычно в качестве холодильного агента используется аммиак, а в качестве абсорбента — вода.

Схема абсорбционной холодильной установки представлена на рис. 9.2. В генераторе *1* находится концентрированный водоаммиачный раствор под давлением p_2. Вследствие подведения теплоты q_1 извне (например, через змеевик *10* подается горячий пар) холодильный агент испаряется и в генераторе остается раствор меньшей концентрации. Пар хладоагента, полученный в генераторе, направляется в конденсатор *2*, где охлаждается водой, проходящей через змеевик *3*, и конденсируется. Конденсат проходит через дроссельный клапан *4*, в результате чего давление его снижается от p_2 до p_1. Вследствие дросселирования снижается и температура жидкого холодильного агента. После дросселя хладагент поступает в испаритель *5*, где в результате подведения теплоты в количества q_2 происходит дальнейшее испарение холодильного агента до состояния влажного насыщенного пара. Из испарителя пар направляется в абсорбер *7*, где он абсорбируется слабым раствором (абсорбентом), который поступает из генератора. При этом теплота абсорбции $q_{абс}$ отводится с холодной водой, которая циркулирует в змеевике *6*. Поскольку в генераторе *1* давление p_2 выше давления p_1 в абсорбере *7*, то между ними устанавливается дроссельный клапан *9*. В процессе абсорбции концентрация холодильного агента в растворе, который находится в абсорбере, повышается. Насыщенный раствор подается насосом *8* из абсорбера в генератор *1*.

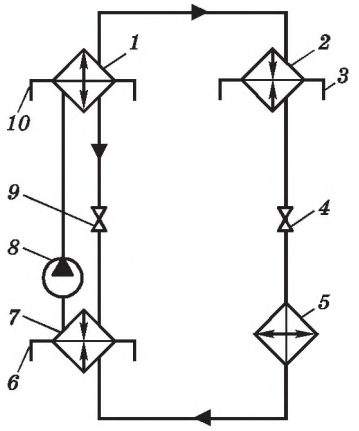


Рис. 9.2. Схема абсорбционной холодильной установки

Таким образом, в абсорбционной холодильной установке вместо сжатия холодильного агента в компрессоре происходит процесс десорбции, т.е. выделения из раствора холодильного агента (аммиака) при постоянном избыточном давлении за счет подведенной теплоты q_1.

Отношение теплоты q_2, отведенной от охлаждаемого вещества в испарителе, к израсходованной теплоте q_1 называется *коэффициентом теплоиспользования* или *тепловым коэффициентом* абсорбционной холодильной установки:

$$x = q_2/q_1. \qquad (9.2)$$

Абсорбционные холодильные установки имеют сравнительно низкую термодинамическую эффективность, но широко применяются вследствие простоты устройства (отсутствие компрессора) и надежности в эксплуатации. В особенности перспективны в сельском хозяйстве гелиоабсорбционные холодильные машины, которые работают за счет даровой солнечной энергии.

9.4. Цикл теплового насоса

Устройства, предназначенные для передачи теплоты из низшего температурного уровня на высший, называются *термотрансформаторами*. Термотрансформаторы, предназначенные для передачи теплоты от тел с более низкой температурой к телам с более высокой температурой, называются *повышающими*. К ним относятся тепловые насосы, которые передают теплоту из окружающей среды к объекту с более высокой температурой. Источником теплоты низкой температуры для теплового насоса могут служить внешняя атмосфера, вода естественных водоемов или теплота земли (геотермальных водных источников), а также охладительная вода конденсаторов турбин или компрессоров, выпускные газы двигателей внутреннего сгорания, вентиляционный воздух, который удаляется из помещений ферм, и т.д. Теплоприемником может быть система отопления помещений.

Использование тепловых насосов для отопления домов впервые было предложено В. Томсоном, а детальная техническая разработка этой идеи осуществлена В. А. Михельсоном. Тепловой насос — это холодильная установка, которая работает в других границах температур. К примеру, если для холодильных установок теплоприемником является окружающая среда, то для теплового насоса она служит источником теплоты. Поэтому цикл теплового насоса в принципе не отличается от цикла холодильных машин.

Схема теплового насоса представлена на рис. 9.3. В испарителе *6* холодильный агент испаряется за счет теплоты, подведенной из окружающей среды, например из водоема, а потом поступает в компрессор *1*. При испарении хладагент отбирает количество теплоты q_2. После сжатия в компрессоре хладагент подается в змеевик конденсатора *4*. Змеевик омывается водой, циркулирующей через обогреваемый объект (например, в системе отопления помещения). Теплоприемнику *3*, таким образом, отдается с помощью насоса *2*

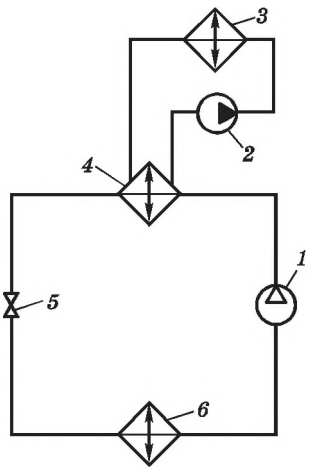


Рис. 9.3. Схема теплового насоса

кроме теплоты q_2 (по своей сути даровая теплота) также теплота, эквивалентная затраченной работе компрессора $l_ц$. Затем конденсат через дроссельный клапан *5* поступает в змеевик испарителя *6*.

Эффективность теплового насоса оценивают *коэффициентом преобразования теплоты*, представляющим собой отношение количества теплоты $q_1 = q_2 + l_ц$, сообщенной нагреваемому объекту, к затраченной работе:

$$\psi = \frac{q_1}{l_ц} = \frac{(q_2 + l_ц)}{l_ц} = \varepsilon_х + 1, \qquad (9.3)$$

где $e_х$ — холодильный коэффициент.

Из формулы (9.3) следует, что коэффициент преобразования ψ больше единицы. Его значение колеблется в пределах 3...7, а при использовании высокотемпературных источников (например, выпускных газов тепловых двигателей) — еще выше. Это указывает на целесообразность применения тепловых насосов, которые позволяют повысить эффективность использования возобновляемых и вторичных энергетических ресурсов.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте описание холодильной установки и теплового насоса. В чем их общие и отличительные черты?
2. Приведите принципиальную схему компрессорной холодильной установки и проанализируйте цикл в T–s-координатах.
3. Приведите схему абсорбционной холодильной установки. В чем ее преимущества и недостатки по сравнению с компрессорной холодильной машиной?
4. Изложите отличительные особенности и укажите на область применения теплового насоса. Приведите его принципиальную схему.
5. Напишите выражение для холодильного коэффициента и для преобразования теплоты, выполните их сравнительный анализ.

10. ОСНОВЫ НЕРАВНОВЕСНОЙ ТЕРМОДИНАМИКИ

10.1. Общие сведения

Термодинамическая система может находиться как в равновесном, так и в неравновесном состоянии. Источником необратимости термодинамических процессов есть отклонения системы от состояния равновесия.

Большинство явлений, происходящих в технических системах и в природе, представляют собой необратимые процессы, которые проте-

кают, минуя состояние равновесия. Одно из достижений последнего времени состоит в изучении открытых термодинамических систем, которые характеризуются тем, что обмениваются с внешней средой и энергией, и массой.

Значительная часть необратимых процессов феноменологически выражается линейными соотношениями между причиной и следствием. Например, закон теплопроводности Фурье о пропорциональности теплового потока градиенту температуры ($q = -\lambda \operatorname{grad} t$), закон диффузии о пропорциональности потока градиенту концентрации ($j = -D \operatorname{grad} C$), где D — коэффициент концентрационной диффузии, закон Ома о пропорциональности плотности тока градиенту потенциала ($I = -G \operatorname{grad} E$) и т.д. Эти законы получены экспериментальными путем и называются *феноменологическими законами*.

Часто два или больше явления протекают одновременно, например процессы тепломассообмен, электротеплообмен и т.д. Они, накладываясь один на другой, вызовут появление нового физического явления. Например, от объединения теплопроводности и электропроводимости возникает термоэлектричество, от объединения диффузии и теплопроводности возникает термодиффузия и т. д.

Причины, вызывающие необратимые явления в термодинамике, называются *силами* и обозначаются через X_i ($i = 1, 2, \ldots$). Это, например, градиент температуры, градиент концентрации и т. д. Количественные характеристики соответствующих необратимых явлений, обусловленных силами X_i, называются *потоками* I_i ($i = 1, 2, \ldots$), например поток теплоты, поток диффузии и т.д. Физически эти величины характеризуют скорости изменения соответствующих параметров состояния.

Состояние равновесия термодинамической системы отличается от стационарного состояния системы, в котором значения термодинамических параметров поддерживаются неизменными во времени вследствие внешнего влияния на систему, из-за наличия потоков вещества или энергии. Расхождение состоит в том, что при увеличении внешнего влияния в системе, которая находилась до этого в стационарном состоянии, некоторые из параметров состояния изменяются. В системе, которая находится в равновесии, все термодинамические параметры сохраняют неизменное значение.

Стойкое равновесие термодинамической системы характеризуется тем, что при устранении причин, которые вызывают отклонение системы от равновесия, она сама возвращается к первоначальному равновесному состоянию. Время, на протяжении которого устанавливается термодинамическое равновесие, называется *временем релаксации*. Оно возрастет с увеличением размеров системы. Поэтому отдельные макроскопические части системы приходят сами по себе в равновесное состояние раньше. Таким образом, когда система в целому еще не находится в равновесии, можно говорить про *локальное* равновесие в макроскопически небольших частях системы.

10.2. Основные положения термодинамики необратимых процессов

Термодинамика необратимых процессов базируется на следующих постулатах.

1. Состояние локально равновесных частей системы определяется уравнением Гиббса (основным уравнением термодинамики для квазистатических процессов):

$$TdS = dU + \delta L - \Sigma \mu_i dN_i, \tag{10.1}$$

где S, U и L относятся к одной части системы или единице объема; μ_i — химический потенциал i-го компонента системы.

Правило фаз Гиббса разрешает определить число независимых параметров многофазовой системы в условиях равновесия.

Энтропия, как и при равновесии, зависит только от термодинамических параметров (T, U, μ). Общее изменение энтропии системы аддитивно складывается из изменений в отдельных частях:

$$S = \int s dN; \tag{10.2}$$

$$\frac{dS}{d\tau} = \int \frac{1}{T} \frac{\delta Q}{d\tau} dV. \tag{10.3}$$

При выполнении уравнения Гиббса (10.1) локальная скорость возникновения энтропии равняется $\Sigma I_i X_i$, где I_i — потоки, X_i — силы.

2. Другим исходным положением термодинамики необратимых процессов является принцип *линейности*, соответственно которому обобщенные скорости необратимых процессов (потоки I_i) линейно зависят от всех действующих в системе термодинамических сил X_i:

$$I_i = \sum_{j=1}^{n} L_{ij} X_j, \tag{10.4}$$

где L_{ij} — постоянные феноменологические (кинетические) коэффициенты. При этом L_{ij} являются, например, коэффициентами теплопроводности, диффузии, электропроводимости и т.д. При $i \neq j$ коэффициенты L_{ij} связаны с сопряженными явлениями (например, коэффициент термоэлектропроводности и т.д.).

3. Наряду с принципом линейности другим важным положением термодинамики необратимых процессов является соотношение взаимности Онзагера

$$L_{ij} = L_{ji} (i, j = 1, 2, \ldots, n). \tag{10.5}$$

Оно справедливо для случая, когда силы X_i, X_j являются только парными или только непарными функциями времени.

При смешанном характере сил справедливо соотношение Казимира

$$L_{ij} = -L_{ji}. \tag{10.6}$$

Указанные соотношения отображают симметрию взаимного влияния разнородных явлений.

4. Следующим важным результатом развития термодинамики необратимых процессов есть установление того факта, что генерация энтропии системой, находящейся в стационарном состоянии, довольно близком к равновесному, минимальна (теорема Пригожина). Эта теорема представляет собой одну из возможных формулировок общего вариационного принципа минимального рассеяния (диссипации) энтропии.

Определим прирост энтропии при переносе энергии и вещества между двумя фазами с разной температурой. В соответствии с записанными выше формулами будем иметь:

$$\begin{aligned} S &= I_1 X_1 + I_2 X_2; \\ I_1 &= L_{11} X_1 + L_{12} X_2; \\ I_2 &= L_{21} X_1 + L_{22} X_2, \end{aligned} \tag{10.7}$$

где I_1 — поток теплоты; I_2 — поток вещества; X_1 и X_2 — соответствующие этим потокам силы.

Примем, что разница температур постоянная (X_1 = const). В этом случае состояние рассмотренной системы из двух фаз будет стационарным, если поток теплоты постоянный (I_1 = const), а поток вещества равняется нулю ($I_2 = L_{21}X_1 + L_{22}X_2 = 0$). С учетом соотношения Онзагера $L_{12} = L_{2l}$ производство энтропии в стационарном состоянии

$$S = L_{11}X_1^2 + 2L_{12}X_1X_2 + L_{22}X_2^2 > 0,$$

Производная этой функции при постоянном значении X_1

$$\left(\frac{\partial S}{\partial X_2}\right)_{X_1} = 2\left(L_{21}X_1 + L_2X_2\right) = 2I_2 = 0, \tag{10.8}$$

что выражает условие экстремума. Поскольку (10.8) является положительной квадратичной функцией, то полученный экстремум отвечает минимуму. Тем самым установлен принцип минимума производства энтропии Пригожина.

10.3. Возрастание энтропии в необратимых процессах по Пригожину

Нелинейная термодинамика, т.е. термодинамика систем, далеких от равновесия, исходит из вариационных принципов (принцип Пригожина — Гленсдорфа) для необратимых микроскопических процессов. Эти принципы получили дальнейшее развитие в последующих работах И. Пригожина. В этих работах показано, что хаос, определяемый как обычно было принято, приводит к несводимому вероятностному описанию. По Пригожину, хаотические системы допускаю описание не в терминах отдельных траекторий, а только в терминах пучков (или ансамблей) траекторий. Автору удалось получить строгую формулировку временной эволюции в рамках несводимого вероятностного описания.

П. Гленсдорф и И. Пригожин в качестве основной физической величины своей теории ввели производство энтропии. С помощью этой величины удалось рассмотреть физическую эволюцию физических величин.

Производство энтропии в системе определяется как

$$P = d_i S/d\tau. \tag{10.9}$$

Во многих случаях удобно использовать функцию диссипации

$$\Psi = TP = Td_i S/d\tau. \tag{10.10}$$

Из второго начала термодинамики следует, что

$$P \geq 0,\ \psi \geq 0. \tag{10.11}$$

И. Пригожин сформулировал теорему о производстве энтропии в открытой системе с независимыми от времени краевыми условиями.

Принцип о минимуме генерации энтропии определяет авторегуляцию открытой системы. Он формулируется следующим образом: *если открытая система выведена из стационарного состояния вследствие воздействия внешнего возмущения, то возникают силы, которые будут изменять процессы в системе, пока локальная генерация энтропии не примет минимальное значение.* Это означает, что система переходит в состояние наименьшей диссипации энергии.

Необходимо отметить, что в настоящее время наиболее обоснованная концепция биологических процессов базируется на подходе Пригожина. С этой позиции следует рассматривать три типа термодинамических систем.

1. Изолированная система. Процессы, протекающие в этой системе, определяются вторым началом термодинамики в его классическом понимании.

2. Закрытая система, которая обменивается энергией с окружающей средой. В этой системе могут возникать статистические равновесные состояния, т.е. образовываться термодинамически самоорганизованные структуры.

3. Открытая система, которая может быть как близка к равновесию, так и далека от него. Эта система в наибольшей степени представляет интерес при изучении биологических процессов.

В системах, близких к равновесию, могут возникать термодинамически самоорганизованные структуры. Если эти неравновесные элементы существенны, то имеют место квазиравновесные самоорганизованные структуры. К этим системам применима теорема Пригожина о минимальной генерации энтропии в стационарном состоянии, близком к равновесию.

Для описания процессов, протекающих в открытых системах, далеких от равновесия, в которых часто возникают диссипативные структуры, используют положения нелинейной термодинамики.

Биологический объект, как объект термодинамического исследования, характеризуется тем, что он обменивается со средой не только энергией, но и веществом, т.е. является открытой системой, находящейся в неравновесном состоянии.

Теорема Пригожина справедлива только для систем, близких к равновесию, т.е. систем, в которых наблюдаются линейные процессы.

Изменение энтропии в открытой системе

$$dS = dS_e + dS_i. \tag{10.12}$$

Согласно теореме Пригожина в такой системе целесообразно в изменении энтропии различать два члена: dS_e, связанный с переносом энтропии через границы системы, и dS_i, связанный с генерацией энтропии в системе, обусловленной необратимыми процессами, такими как диффузия, теплопроводность или химические реакции. Согласно второму началу термодинамики

$$dS_i \geq 0. \tag{10.13}$$

Очевидно, что в такой формулировке особое значение придается различию между обратимыми и необратимыми процессами. Поскольку dS_e может быть положительным, отрицательным или равняться нулю, то, очевидно, что dS открытой системы может иметь любой знак либо равняться нулю. Например, открытая система, способная отдавать энтропию среде, способна уменьшать свою энтропию. Когда процессы внутри открытой системы существенно неравновесны, то в системе часто происходит структурообразование, которое принято называть *самоорганизацией*, а сами структуры (пространственные, временные или пространственно-временные), которые могут возникать при этом, — *диссипативными структурами*.

Контрольные вопросы и задания

1. В чем состоят особенности неравновесной термодинамики?
2. В чем суть времени релаксации?
3. Изложите основные правила фаз Гиббса.
4. Запишите принцип линейности неравновесной термодинамики и соотношения взаимности Онзагера.
5. Запишите формулировку принципа Пригожина для изменения энтропии.
6. Сформулируйте закон скорости изменения энтропии и дайте соответствующее пояснение.

Раздел второй

ОСНОВЫ ТЕПЛОМАССООБМЕНА

11. ВИДЫ ТЕПЛООБМЕНА. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Различают три основных вида передачи теплоты: теплопроводность, конвекция, тепловое излучение.

Теплопроводностью (кондуктивным теплообменом) называется молекулярный перенос теплоты в сплошной среде. В этом случае теплота передается за счет непосредственного соприкосновения частиц, имеющих различную температуру. Это приводит к обмену энергией между молекулами, атомами или свободными электронами. Теплопроводность возможна в твердых, жидких и газообразных средах.

Конвекцией называется перенос теплоты при перемещении объемов газа или жидкости в пространстве. Теплообмен между жидкостью или газом и поверхностью твердого тела называется *конвективным теплообменом*. Это теплообмен, обусловленный совместным действием конвективного и молекулярного переносов теплоты. Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой — твердым телом, жидкостью или газом называется *теплоотдачей*.

Теплообмен изучением — процесс передачи теплоты в виде электромагнитных волн. Этот процесс обусловлен тем, что внутренняя энергия вещества превращается в энергию излучения (энергию фотонов или электромагнитных волн), далее происходит распространение излучения в пространстве, затем энергия излучения поглощается веществом, которое оказалось на пути потока излучения.

Все рассмотренные виды переноса энергии (теплопроводность, конвекция и излучение) во многих случаях осуществляются совместно. Например, конвективно-теплопроводный перенос теплоты; в потоках сред, излучающих энергию, осуществляется конвективно-радиационный перенос энергии. Имеют место случаи передачи теплоты всеми тремя способами одновременно.

Теплообмен — это самопроизвольный процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры. В общем случае температура есть функция координат x, y, z рассматриваемой точки и времени τ, т.е.

$$t = f(x, y, z, \tau). \qquad (11.1)$$

Совокупность значений температуры для всех точек пространства в данный момент времени называется *температурным полем*.

Температурное поле может быть *стационарным*, если оно не зависит от времени; если же изменяется во времени — *нестационарным*. Температурное поле называется *стационарно-периодическим*, если оно периодически изменяется.

Тепловой режим, соответствующий стационарному температурному полю, называется *установившимся*, а тепловой режим, соответствующий нестационарному температурному полю, — *неустановившимся*. Температура в данной точке тела может быть осредненная по поверхности, по объему, по массе тела.

Если в неоднородном температурном поле соединить все точки, имеющие одинаковую температуру, то получим *изотермическую поверхность*. При пересечении изотермических поверхностей плоскостью по ней будут проходить линии постоянной температуры, т. е. *семейство изотерм*. Поскольку температура — скалярная величина, температурное поле — скалярное поле.

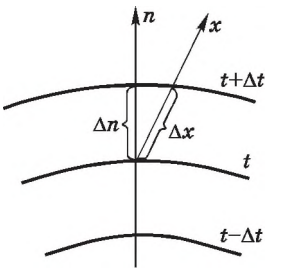


Рис. 11.1. К определению температурного градиента

Изменение температурного поля по пространству наблюдается лишь в направлениях, пересекающих изотермические поверхности; причем наиболее резкое изменение наблюдается в направлении нормали к изотермической поверхности (например, в направлении n, рис. 11.1).

Изменение температуры по нормали к изотермической температуре характеризуется *градиентом температуры*

$$\operatorname{grad} t = n_0 \frac{\partial t}{\partial n}, \qquad (11.2)$$

где n_0 — единичный вектор, нормально направленный к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры; $\frac{\partial t}{\partial n}$ — градиент температуры скалярного поля.

В случае, когда скалярное поле дифференцируемо в каждой точке некоторой области, $\operatorname{grad} t$ называется *векторным полем*.

Градиент температуры, взятый с отрицательным знаком, т.е. направленный в сторону меньших температур, называется *падением температуры*.

Количество теплоты, передаваемое через произвольную поверхность в единицу времени, называется *тепловым потоком* Q, Вт. Тепловой поток, отнесенный к единице площади поверхности, называется *плотностью теплового потока* q, Вт/м^2. Плотность теплового потока может быть локальной и средней по поверхности, она характеризует интенсивность переноса теплоты.

Местная плотность теплового потока, проходящего через площадку перпендикулярно к выбранному направлению, называется *вектором плотности теплового потока*. Совокупность значений плотности теплового потока во всех точках тела в данный момент времени образует *векторное поле плотности теплового потока*.

В температурном поле можно выделить линию, к каждой точке которой вектор плотности теплового потока направлен по касательной. Она образует *линию теплового тока*. Совокупность таких линий тока в теле представляет тепловой поток.

На практике встречаются случаи, когда кроме внешних источников теплоты имеются и *внутренние источники* (*стоки*). Примером может служить течение электрического тока в проводнике с выделением теплоты, выделение теплоты в тепловыделяющих элементах атомного реактора и т.п.

Тепловая мощность внутренних источников теплоты, как правило, считается заданной.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое поток теплоты, массы? Дайте соответствующие разъяснения.
2. Изложите виды распространения теплоты, приведите их характеристики.
3. Дайте определение температурного поля, изотермической поверхности, теплового потока.
4. Приведите определение градиента температуры. Что такое линии теплового тока?
5. Дайте разъяснение по внутренним источникам теплоты.

12. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

12.1. Основной закон теплопроводности

Перенос теплоты теплопроводностью выражается эмпирическим законом Фурье, согласно которому вектор плотности теплового потока прямо пропорционален градиенту температуры, т.е.

$$\vec{q} = -n_0 \lambda \frac{\partial t}{\partial n}, \qquad (12.1)$$

где n_0 — единичный вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону уменьшения температуры; λ — коэффициент пропорциональности, который называется теплопроводностью, Вт/(м · К).

Из уравнения (12.1) следует, что теплопроводность λ равняется количеству теплоты, которая проходит через единицу изотермической поверхности за единицу времени при градиенте температуры, равному единице. Знак «−» в уравнении (12.1) показывает, что направление теплового потока противоположно направлению градиента температуры.

В скалярной форме уравнение (12.1) для теплового потока Q, Вт, через поверхность площадью dF имеет вид

$$dQ = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} dF. \qquad (12.2)$$

С физической точки зрения теплопроводность — физическая характеристика вещества, определяющая способность тела проводить теплоту. Для одного и того же материала теплопроводность изменяется в довольно широком диапазоне, причем характер изменения зависит от многих факторов: температуры, наличия влаги, количества примесей, давления. Зависимость теплопроводности от перечисленных факторов, которые могут иметь переменный характер, не поддается строгому аналитическому описанию, поэтому в основном теплопроводность определяют экспериментальным путем. Эффективным является теоретико-экспериментальный метод определения λ на основе решения обратной задачи.

Теплопроводность металлов и сплавов изменяется в пределах от 2 до 430 Вт/(м · К). Наибольшая теплопроводность у серебра, наименьшая — у висмута. Небольшое количество примесей могут заметно снизить теплопроводность металла. С повышением температуры значение λ практически у всех чистых металлов уменьшается. Теплопроводность металлов обусловлена в основном диффузией свободных электронов.

Теплопроводность строительных материалов изменяется в диапазоне 0,023...2,9 Вт/(м · К) и возрастает с повышением температуры. С увеличением влажности теплопроводность строительных материалов возрастает и становится выше, чем для сухих материалов и воды, взятых в отдельности. Поэтому важно, чтобы строительные материалы были сухими.

Материалы с низким значением теплопроводности (менее 0,25 Вт/(м · К)), называются *теплоизоляционными*.

Теплопроводность жидкостей изменяется от 0,1 до 0,7 Вт/(м · К). С повышением температуры теплопроводность жидкостей (за исключением воды и глицерина) уменьшается.

Теплопроводность газов колеблется в пределах от 0,006 до 0,1 Вт/(м · К) (за исключением водорода и гелия, теплопроводность которых имеет более высокие значения). С повышением температуры теплопроводность газов заметно увеличивается.

Теплопроводность реальных газов, к примеру водяного пара, зависят не только от температуры, но и от давления.

12.2. Дифференциальное уравнение теплопроводности

При выводе уравнения теплопроводности вещество рассматривается как сплошная среда, а характеристики процесса являются непрерывными функциями координат и времени. Выделим в теле произвольный объем V, ограниченный контрольной поверхностью F. В общем случае в выделенном объеме могут быть внутренние источники теплоты с объемной плотностью q_V, выражающей мощность источников, или стоков. Через единичную поверхность F за единицу времени проходит тепловой поток с поверхностной плотностью q. Уравнение теплового баланса для выделенного объема может быть представлено равенством

$$\int_V q_1 dV + \int_F \vec{q} dF = \int_V q_V dV, \tag{12.3}$$

где q_1 — изменение количества теплоты в единице объема за единицу времени, Вт/м^3; $\vec{q}$ — вектор плотности теплового потока, который проходит через единицу поверхности за единицу времени, Вт/м^2; q_V — объемная плотность внутренних источников теплоты, Вт/м^3.

В соответствии с теоремой Гаусса — Остроградского

$$\int_F \vec{q} dF = \int_V \operatorname{div} \vec{q}\, dV, \tag{12.4}$$

где $\operatorname{div} \vec{q}$ — дивергенция вектора теплового потока $\vec{q}$.

Из уравнений (12.3) и (12.4) вытекает, что

$$\int_V q_1 dV + \int_V \operatorname{div} \vec{q}\, dV = \int_V q_V dV, \tag{12.5}$$

откуда $q_1 + \operatorname{div} \vec{q} = q_V$.

Величина q_1 характеризует изменение внутренней энергии и определяется известным уравнением

$$q_1 = c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau}, \tag{12.6}$$

следовательно, можно записать

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} + \operatorname{div} \vec{q} = q_V, \tag{12.7}$$

в прямоугольных координатах

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z} = q_V. \tag{12.8}$$

В соответствии с законом Фурье $\vec{q} = -\lambda \operatorname{grad} t$. В таком случае получаем дифференциальное уравнение теплопроводности

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} - \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} t) = q_V. \tag{12.9}$$

Принимая $\lambda = \text{const}$, будем иметь

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} - \lambda \nabla^2 t = q_V, \tag{12.10}$$

где ∇^2 — оператор Лапласа.

В прямоугольных координатах уравнение (12.10) записывается так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) + \frac{q_V}{c\rho}, \tag{12.11}$$

где $a = \lambda/(c\rho)$ — *коэффициент температуропроводности*, м^2/с. Этот коэффициент является физическим параметром вещества и характеризует скорость изменения температуры. У любого тела скорость изменения температуры будет тем выше, чем большее значение коэффициента температуропроводности.

Коэффициент температуропроводности — это коэффициент диффузии внутренней энергии (a_v), энтальпии (a_p) в зависимости от того, протекает процесс при $v = \text{const}$ или $p = \text{const}$.

Для твердых тел изохорная теплоемкость c_v мало отличается от удельной изобарной теплоемкости c_p и поэтому можно принять $c_v = c_p = c$. Итак,

$$a = a_p = a_v = \lambda/(c\rho).$$

При отсутствии внутренних источников теплоты уравнение (12.11) принимает вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right). \tag{12.12}$$

Это уравнение — линейное дифференциальное уравнение в частных производных второго порядка параболического типа.

В цилиндрических координатах уравнения (12.12) записывается так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 t}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2}\right). \tag{12.13}$$

где r — радиус-вектор цилиндрической системы координат; φ — угол; z — естественная координата.

12.3. Условия однозначности

Дифференциальное уравнение теплопроводности описывает процесс в самом общем виде и поэтому применимо для множества случаев. Для того чтобы из бесчисленного количества этих явлений выделить конкретное, рассматриваемое явление и записать его в математической форме, к дифференциальному уравнению теплопроводности необходимо добавить условия однозначности, состоящие из геометрических, физических, начальных и граничных условий.

Геометрические условия определяют форму и размеры тела, в котором протекает изучаемое явление.

Физические условия определяют характеристику теплофизических свойств тела (λ) и распределение внутренних источников теплоты q_V (если они имеются).

Начальные (*временные*) *условия* содержат сведения о тепловом взаимодействии тела с окружающей средой в начальный момент протекания процесса.

Граничные условия определяют особенности протекания процесса на поверхности тела и могут быть заданы несколькими способами.

Граничные условия первого рода задают распределение температуры на поверхности тела и ее изменение во времени:

$$t(P, \tau) = f(P, \tau), \quad P \in F, \quad \tau > 0, \tag{12.14}$$

где P — точка на поверхности тела F; $f(P, \tau)$ — заданная непрерывная функция. Если температура точки тела неизменна во времени и одинакова по всей поверхности, то предельное условие выражается так:

$$t(P, \tau) = \text{const}, \quad P \in F, \quad \tau > 0. \tag{12.15}$$

Граничные условия второго ряда формулируют распределение плотности теплового потока по пространственным границам тела, а также ее изменение во времени:

$$q(P, \tau) = f(P, \tau), \quad P \in F, \quad \tau > 0, \tag{12.16}$$

где $q(P, \tau)$ — плотность теплового потока в точке P, принадлежащей поверхности F; $f(P, \tau)$ — заданная непрерывная функция. При постоянстве теплового потока во всех точках поверхности тела и во времени граничное условие второго ряда записывается так:

$$q(P, \tau) = \text{const}, \; P \in F, \quad \tau > 0. \tag{12.17}$$

Граничные условия третьего ряда устанавливают зависимость плотности теплового потока по поверхности тела от значения температур поверхности тела и окружающей среды:

$$q(P,\tau) = -\lambda \frac{\partial t(P,\tau)}{\partial n} = \alpha \left[t(P,\tau) - t_{o.c}(P,\tau) \right], \quad P \in F, \quad \tau > 0, \quad (12.18)$$

где $t(P, \tau)$ — температура точек, принадлежащих поверхности тела F; $t_{o.c}(P, \tau)$ — температура окружающей среды в местоположении точки P; α — коэффициент пропорциональности (коэффициент теплообмена), характеризующий интенсивность теплоотдачи между поверхностью тела и окружающей средой, Вт/(м^2 · К).

Граничные условия четвертого ряда выражают закон сохранения энергии и условия непрерывности поля на поверхности соприкосновения двух тел (сред). Температура и плотность теплового потока в обоих телах (средах) за счет теплопроводности на поверхности соприкосновения определяются соответствующими зависимостями:

$$t_1(P,\tau) = t_2(P,\tau), \quad P \in F, \quad \tau > 0; \quad (12.19)$$

$$q(P,\tau) = \lambda_1 \frac{\partial t_1(P,\tau)}{\partial n} = \lambda_{21} \frac{\partial t_2(P,\tau)}{\partial n}, \quad P \in F, \quad \tau > 0, \quad (12.20)$$

где индексы 1 и 2 относятся к двум телам (средам); F — поверхность контакта двух тел; n — нормаль к поверхности контакта в точке P.

12.4. Теплопроводность при стационарном режиме

Простейшей и наиболее распространенной задачей является определение плотности теплового потока в условиях стационарного (установившегося) режима теплопроводности. В этом случае $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ и дифференциальное уравнение теплопроводности принимает вид

$$a\nabla^2 t + \frac{q_V}{c\rho} = 0. \quad (12.21)$$

Если внутренние источники теплоты отсутствуют ($q_V = 0$), то из (12.21) следует

$$a\nabla^2 t = 0$$

или

$$a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = 0. \quad (12.22)$$

Приведем метод решения некоторых задач теплопроводности, которые наиболее часто встречаются на практике.

Плоская стенка. Рассмотрим однородную и изотропную стенку толщиной δ с постоянной теплопроводностью λ. На внешних поверхностях стенки поддерживаются постоянные температуры соответственно

t_{c1} и t_{c2}, при этом $t_{c1} > t_{c2}$. При заданных условиях температура изменяется только в одном направлении — по толщине стенки. Разместим стенку в координатах t, x (рис. 12.1).

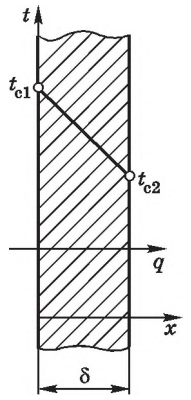


Рис. 12.1. Распределение температуры в плоской стенке

Для данной задачи дифференциальное уравнение теплопроводности записывается так:

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = 0. \qquad (12.23)$$

Граничные условия формулируются таким образом:

$$t = t_{c1} \text{ при } x = 0; \quad t = t_{c2} \text{ при } x = \delta. \qquad (12.24)$$

Интегрированием уравнения (12.23) получим

$$\frac{\partial t}{\partial x} = C_1. \qquad (12.25)$$

После второго интегрирования получим

$$t = C_1 x + C_2. \qquad (12.26)$$

Из уравнения (12.26) следует, что при постоянном коэффициенте теплопроводности температура в стенке изменяется по линейному закону (рис. 12.1).

Из граничных условий (12.24) определяются постоянные интегрирования C_1 и C_2:

$$t = t_{c1} \text{ и } C_2 = t_{c1} \text{ при } x = 0;$$

$$t = t_{c2} \text{ и } C_1 = -\frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} \text{ при } x = \delta. \qquad (12.27)$$

Тогда общее решение уравнения (12.26)

$$t = t_{c1} - \frac{t_{c1} - t_{c2}}{\delta} x. \qquad (12.28)$$

Поскольку

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial x},$$

то с учетом (12.25) и выражения для C_1 из (12.27) получим

$$q = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2}). \qquad (12.29)$$

Из уравнения (12.29) можно сделать вывод, что удельный тепловой поток, проходящий за единицу времени, прямо пропорционален теплопроводности λ, разности температур на внешних поверхностях стенки ($t_{c1} - t_{c2}$) и обратно пропорционален толщине стенки δ.

Отношение λ/δ, Вт/(м$^2\cdot$К) называют *тепловой проводимостью стенки*, а обратную величину δ/λ, Вт/(м$^2\cdot$К), — *термическим сопротивлением теплопроводности стенки*.

Пользуясь понятием термического сопротивления, формулу расчета плотности теплового потока можно представить в виде

$$q = \frac{t_{c1} - t_{c2}}{R}. \qquad (12.30)$$

где $R = \delta/\lambda$ — термическое сопротивление.

Общее количество теплоты, передаваемое через стенку площадью F за единицу времени,

$$Q = qF = \frac{\lambda}{\delta}(t_{c1} - t_{c2})F. \qquad (12.31)$$

Многослойная стенка. Формулой (12.29) можно пользоваться и для расчета теплового потока через стенку, которая состоит из нескольких плоских плотно прилегающих один к другому разнородных материалов. Примером может служить конструкция стены здания, которая состоит из кирпичной кладки, изоляционного слоя и слоя штукатурки вне и внутри помещения. При заданных толщине и теплопроводности каждого слоя, а также значениях температур внешних поверхностей каждого слоя (рис. 12.2) можно записать систему уравнений:

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c1} - t_{c2});$$

$$q = \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{c2} - t_{c3}); \qquad (12.32)$$

$$q = \frac{\lambda_n}{\delta_n}\left(t_{cn} - t_{c(n+1)}\right).$$

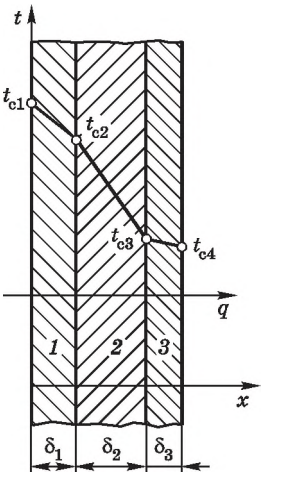


Рис. 12.2. Распределение температуры по толщине многослойной стенки

Определяя из этих уравнений температурные напоры в каждом слое и суммируя, получим

$$t_{c1} - t_{c(n+1)} = q\left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}\right).$$

Отсюда плотность теплового потока, Вт/м^2,

$$q = \frac{t_{cn} - t_{c(n+1)}}{\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \ldots + \frac{\delta_n}{\lambda_n}} = \frac{t_{cn} - t_{c(n+1)}}{\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}} = \frac{t_{cn} - t_{c(n+1)}}{R}, \qquad (12.33)$$

где R — полное термическое сопротивление теплопроводности многослойной стенки. В пределах каждого слоя наблюдается линейное распределение температуры.

Цилиндрическая стенка. Очень часто теплоносители двигаются в трубах цилиндрической формы. Рассмотрим задачу о распространение теплоты через однослойную однородную изотропную стенку при известных постоянных температурах на внутренней и внешней поверхностях. Примем для определенности, что температура на внутренней поверхности t_{c1} выше температуры на внешней поверхности t_{c2}. Температура изменяется только вдоль радиуса (по координате r) и потому в цилиндрических координатах эта задача одномерная (рис. 12.3).

Для трубы длиной l и радиусом r закон теплопроводности записывается в такой форме:

$$Q = qF = -\lambda \frac{dt}{r} 2\pi r l = \text{const}, \qquad (12.34)$$

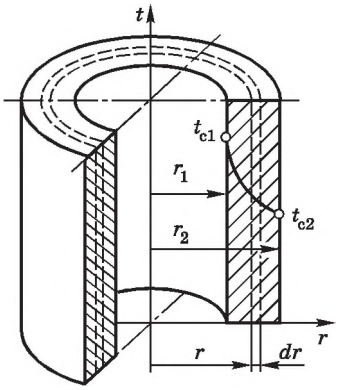


Рис. 12.3. Изменение температуры по толщине однослойной цилиндрической стенки

откуда

$$dt = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}. \qquad (12.35)$$

При $\lambda = \text{const}$, интегрируя (12.35) в пределах от t_{c1} до t_{c2}, и от r_1 до r_2, получим

$$t_{c1} - t_{c2} = \frac{Q}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1} \qquad (12.36)$$

или

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \dfrac{d_2}{d_1}} (t_{c1} - t_{c2}), \qquad (12.37)$$

где d_2 и d_1 — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы.

Из формулы (12.35) следует, что в толще цилиндрической стенки распределение температуры подчиняется логарифмическому закону, а не линейному, как в плоской стенке.

Для определения теплового потока, распространяющегося теплопроводностью через многослойную стенку, следует, как и для однослойной стенки, учитывать термические сопротивления отдельных слоев, т.е.

$$Q = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{1}{2\pi\lambda_i l} \ln \dfrac{d_{i+1}}{d_i}} = \frac{t_{c1} - t_{c(n+1)}}{\sum\limits_{i=1}^{n} R}, \qquad (12.38)$$

где t_{c1}, $t_{c(n+1)}$ — температуры внутренней и внешней поверхности многослойной цилиндрической стенки; $\sum\limits_{i=1}^{n} \dfrac{1}{2\pi\lambda_i l} \ln \dfrac{d_{i+1}}{d_i}$ — полное термическое сопротивление теплопроводности многослойной цилиндрической стенки; n — число слоев.

12.5. Теплопроводность тел при наличии внутренних источников теплоты

Рассмотрим случай, когда внутри тела выделяется теплота за счет внутренних источников ее.

Пусть имеется плоская пластина, толщина которой 2δ мала по сравнению с двумя другими размерами. Внутри тела имеются равномерно распределенные источники теплоты q_V. Выделенная в толще стенки теплота передается в окружающую среду. При указанных условиях температура тела будет изменяться только вдоль оси x (рис. 12.4), следовательно, и плотность теплового потока в стенке линейно изменяется вдоль x:

$$q_x = q_V x.$$

При этом $t = 0$ при $x = 0$, а $t = t_c$ при $x = \delta$.

В соответствии с законом Фурье

$$q_V x = -\lambda \frac{dt}{dx}, \qquad (12.39)$$

откуда

$$dt = -\frac{1}{\lambda} q_V x\, dx. \qquad (12.40)$$

Интегрируя, будем иметь

$$t_x = -\frac{1}{2\lambda} q_V x^2 + C. \qquad (12.41)$$

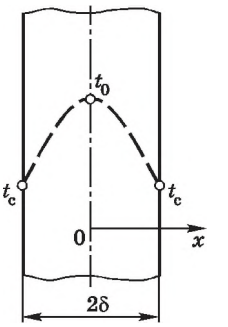


Рис. 12.4. Изменение температуры в плоской стенке при наличии внутренних источников теплоты

Постоянная интегрирования определяется из граничных условий:

$$t = t_0 = C \text{ при } x = 0;\ t = t_c \text{ при } x = \delta.$$

В таком случае

$$t_x = t_0 - \frac{q_V x^2}{2\lambda},$$

откуда

$$t_0 = t_x + \frac{q_V x^2}{2\lambda}. \qquad (12.42)$$

Если значение температуры t_0 неизвестно, то постоянную C можно выразить через t_c:

$$t_x = t_c \frac{q_V \delta^2}{2\lambda}\left[1 - \left(\frac{x}{\delta}\right)^2\right]. \qquad (12.43)$$

Аналогично можно определить температурные поля в телах другой формы, например цилиндрической, при разных граничных условиях и при наличии внутренних источников теплоты.

12.6. Теплопроводность при граничных условиях третьего рода

На практике часто имеют место процессы передачи теплоты от одной движущейся среды (газов или жидкостей) к другой движущейся среде через разделяющую их стенку, т. е. процессы теплопередачи. Среды, разделенные твердой стенкой, называют *теплоносителями*. Схема передачи теплоты от греющей среды к подогреваемой среде через разделяющую их стенку показана на рис. 12.5. При теплопередаче теплота последовательно переносится сначала от греющей среды к стенке за счет конвективного теплообмена, потом через стенку (однослойную или многослойную) и, наконец, снова за счет конвективного теплообмена от поверхности стенки к подогреваемому теплоносителю.

Рассмотрим процесс стационарной теплопередачи через плоскую однослойную стенку толщиной δ (рис. 12.5) и теплопроводностью λ. Температуру теплоносителя по одну сторону стенки обозначим через $t_{ж1}$, по другую — $t_{ж2}$. Температуры поверхностей стенки соответственно t_{c1} и t_{c2}. Коэффициент теплообмена со стороны греющей среды α_1, а со стороны подогреваемой среды — α_2.

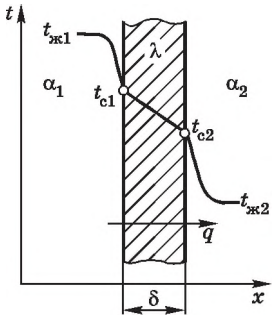


Рис. 12.5. Закономерность изменения температуры при теплопередаче через плоскую стенку

При постоянном режиме количество теплоты, переданной от горячего теплоносителя, равняется количеству теплоты, воспринятой холодным теплоносителем. Следовательно, для плотности теплового потока q можно написать соотношения:

$$q = \alpha_1\left(t_{ж1} - t_{c1}\right);$$

$$q = \frac{\lambda}{\delta}\left(t_{c1} - t_{c2}\right); \qquad (12.44)$$

$$q = \alpha_2\left(t_{c2} - t_{ж2}\right).$$

Выделяя из этих уравнений разности температур и суммируя их, получим

$$t_{ж1} - t_{ж2} = q\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\right),$$

откуда

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}}. \qquad (12.45)$$

Обозначим

$$k = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_1} + \dfrac{\delta}{\lambda} + \dfrac{1}{\alpha_2}} \qquad (12.46)$$

и перепишем уравнение (12.45) следующим образом:

$$q = k\left(t_{ж1} - t_{ж2}\right). \tag{12.47}$$

Для теплового потока

$$Q = kF\left(t_{ж1} - t_{ж2}\right), \tag{12.48}$$

где F — площадь стенки, м^2.

Для многослойной стенки уравнение (12.45) принимает вид

$$q = \frac{t_{ж1} - t_{ж2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum\frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \tag{12.49}$$

В вышезаписанных уравнениях α называют *коэффициентом теплообмена*, Вт/(м$^2 \cdot$ К). Он равняется количеству теплоты, переданной за единицу времени через единицу площади поверхности при различии температур между поверхностью и жидкостью в один градус.

Уравнение (12.48) называют *уравнением теплопередачи*, а коэффициент k — *коэффициентом теплопередачи*, Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Величину, численно равную обратному значению коэффициента теплопередачи, называют *термическим сопротивлением* R, м$^2 \cdot$ К/ Вт. Для плоской многослойной стенки

$$R = \frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}, \tag{12.50}$$

где i — номер слоя; n — число слоев.

Уравнение (12.50) используют при расчете поверхностных теплообменных аппаратов, определении тепловых потерь на пути от источника теплоты к потребителю, тепловых потерь через ограждение домов и т.п.

Контрольные вопросы и задания

1. Сформулируйте основной закон теплопроводности (закон Фурье). В чем физическая сущность теплопроводности?
2. Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности и объясните физическое содержание его членов.
3. Что содержит в себе понятие краевых условий? Сформулируйте граничные условия первого, второго, третьего и четвертого родов.
4. Запишите формулы расчета термического сопротивления одно- и многослойной плоской стенки.
5. Напишите уравнение теплопроводности цилиндрической стенки.
6. Сформулируйте задачу теплопроводности при наличии внутренних источников теплоты. Приведите расчетные соотношения.
7. Дайте определение теплопередачи, напишите уравнение и раскройте физическую сущность коэффициента теплопередачи.

13. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

13.1. Основные сведения

Явления, происходящие в природе и в технических устройствах, чаще всего имеют нестационарный характер. Примерами могут служить процессы нагревания и охлаждения тел, переходы из одного теплового режима в другой, регулирование систем отопления и пр.

Нестационарные процессы теплопроводности могут быть переходными или периодическими.

Переходные процессы характеризуются непрерывным переходом из одного стационарного состояния в другое.

Периодическими режимами называют такие, при которых температура тела колеблется во времени по определенному закону.

В инженерной практике переходные процессы встречаются чаще и поэтому исследованию этих процессов уделяется большее внимание.

Задача нестационарной теплопроводности формулируется на основе математической модели. Система уравнений включает дифференциальные уравнения и условия однозначности решения.

Методом решения называют совокупность приемов, при помощи которых находят численное значение искомых параметров. *Решением* называют процесс, основанный на соответствующем методе, при помощи которого определяют значения искомых параметров:

— температурного поля $t = t(x, y, z, \tau)$;

— среднеобъемной температуры тела $\bar{t}(\tau)$;

— теплоты, расходуемой на нагревание (охлаждение) тела.

Математические модели могут быть линейными и нелинейными.

Линейными называют уравнения, являющиеся линейными относительно неизвестной переменной. Дифференциальное уравнение теплопроводности является линейным, если физические параметры, характерные для процесса (теплопроводность, теплоемкость, температуропроводность), принимаются постоянными, не зависящими от искомой функции (температуры). К ним могут относиться как основные уравнения, так и уравнения для граничных условий.

Нелинейным дифференциальным уравнением называют уравнение (обыкновенное дифференциальное уравнение или с частными производными), в котором по крайней мере одна из производных неизвестной функции входит нелинейно.

Нелинейными могут быть: коэффициенты, входящие в основное уравнение и граничные условия; внутренние или внешние (поверхностные) источники теплоты; плотность теплового потока на поверхности тела при нелинейных граничных условиях второго рода или коэффициенты теплоотдачи при граничных условиях третьего рода.

Сведение нелинейных задач к линейным, т. е. линеаризация исходной системы уравнений, является основным методом решения

нелинейных задач. Другим методом решения нелинейных задач является математическое моделирование с помощью электрических моделей-аналогов.

При решении математической модели в зависимости от того, какие величины принимаются известными и какие искомыми, исследуемые задачи могут быть следующими.

Имеется математическая модель и известны значения физических величин, входящих в уравнения и краевые условия. Определение температурного поля основывается на решении *прямой задачи*.

Известна математическая модель, а также температурное поле и коэффициенты, входящие в основное уравнение. Необходимо определить граничные условия. В этом случае используют методы решения *обратных задач*.

Имеется математическая модель процесса нестационарной теплопроводности, а также известно температурное поле. Коэффициенты, входящие в основное уравнение, определяются решением *инверсной задачи*.

В литературе обратные и инверсные задачи чаще называют одним словом — *обратными задачами*.

В качестве примера рассмотрим математическую модель нестационарной теплопроводности однородной и изотропной пластины. Начальная температура по сечению определяется зависимостью $t(x, 0) = F(x)$. Пластина нагревается с двух сторон тепловым потоком $q(\tau)$. Задача заключается в том, чтобы найти распределение температуры по толщине пластины для любого момента времени.

Примем, что система дифференциальных уравнений является одномерной без внутренних источников теплоты. В этом случае она записывается так:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}; \tag{13.1}$$

$$\tau > 0,\ 0 \le x \le \delta;$$

$$t(x,0) = F(x),\ \frac{\partial t(0,\tau)}{\partial x} = 0; \tag{13.2}$$

$$\lambda \frac{\partial t(\delta,\tau)}{\partial x} = q(\tau). \tag{13.3}$$

На практике могут встречаться более сложные задачи (более сложные конструктивные формы, многослойные тела, наличие внутренних источников теплоты и т.д.). Нередко процессы нестационарной задачи необходимо формулировать нелинейными дифференциальными уравнениями. Во всех этих случаях математические модели изучаемого явления теплопроводности имеют более сложный вид. Их решение также становится более сложным.

13.2. Методы решения задач нестационарной теплопроводности

Для решения задач нестационарной теплопроводности используют аналитические, численные и аналоговые методы.

Аналитические методы решения основаны на аналитической теории дифференциальных уравнений. Они позволяют найти решение в виде формулы, раскрывая какую для каждого значения аргумента, можно получить значение функции.

Численные методы применяют в тех случаях, когда использование точногом метода решения невозможно. Численные методы, как правило, быстрее приводят к получению результатов с заданной точностью, чем точные. В этом случае функция $\varphi(x)$ заменяются какой-либо интерполяционной формулой. Решение получают в определенных точках пространства, т.е. дискретно.

Методы аналогии позволяют установить распределение температур в исследуемом объекте по распределению другой (гидродинамической или электрической), легко измеряемой величины в модели объекта.

Для решения линейных задач теплопроводности используют метод Фурье (разделения переменных), операционный метод (метод Лапласа), метод конечных интегральных преобразований и пр.

Метод разделения переменных, разработанный Фурье, применяют при выполнении следующих условий:

— уравнение теплопроводности и граничные условия — линейные;

— область интегрирования — простейшая (границы области параллельны координатным линиям).

Решение уравнения нестационарной теплопроводности представляют в виде произведения двух функций, одна из которых — $\theta(\tau)$ зависит только от времени τ, а другая — $\psi(x, y, z)$ зависит только от координат:

$$t(x, y, z, \tau) = C\,\theta(\tau)\psi(x, y, z), \tag{13.4}$$

где C — произвольная постоянная.

На основе свойства наложения находят совокупность частных решений

$$t(x, y, z, \tau) = \sum_{i=1}^{i=\infty} C_i t_i. \tag{13.5}$$

Коэффициенты C_i в уравнении (13.5) определяют из начальных условий. Применение принципа наложения для бесконечного ряда типа уравнения (13.5) доказывается основными положениями математической физики.

Чаще всего на практике встречается одномерная задача, когда ψ-функция зависит лишь от одной координаты (например, x). В этом случае решение для $\psi(x)$ можно представить как сумму двух частных решений:

$$\psi(x) = C_1 A(\kappa x) + C_2 B(\kappa x), \tag{13.6}$$

где C_1 и C_2 — постоянные; $A(\kappa x)$ и $B(\kappa x)$ — линейно независимые интегралы. Отсюда следует, что их отношение не является постоянной величиной. В результате получают частные решения вида

$$\begin{aligned} T_1 &= D_1 A(\kappa_1 x)\, e^{-a\kappa_1^2 \tau} + E_1 B(\kappa_1 x)\, e^{-a\kappa_1^2 \tau}; \\ T_1 &= D_2 A(\kappa_2 x)\, e^{-a\kappa_2^2 \tau} + E_2 B(\kappa_2 x)\, e^{-a\kappa_2^2 \tau}; \end{aligned} \tag{13.7}$$

и т.д., где D и E — постоянные.

Общее решение записывают так:

$$T = \sum_{n=1}^{\infty} D_n A(\kappa_n x)\, e^{-a\kappa_n^2 \tau} + \sum_{n=1}^{\infty} E_n B(\kappa_n x)\, e^{-a\kappa_n^2 \tau}. \tag{13.8}$$

Для получения решения необходима возможность разложения в ряд функции, описывающей начальное распределение температуры $T_0(x)$:

$$T_0(x) = \sum_{n=1}^{\infty} D_n A(\kappa_n x) + \sum_{n=1}^{\infty} E_n B(\kappa_n x). \tag{13.9}$$

Коэффициенты D_n и E_n определяются из начального условия как коэффициенты разложения ряда Фурье, а собственные значения κ_n — из граничных условий.

Для сложных граничных условий использование метода разделения переменных является одним из препятствий вследствие затруднений с определением собственных значений.

Метод источников отличается тем, что процесс распространения теплоты в теле теплопроводностью представляется как совокупность процессов выравнивания температуры от множества элементарных источников теплоты, распределяемых как в пространстве, так и во времени. При этом принимается, что температура, обусловленная мгновенным источником теплоты, в любой точке тела в начальный момент времени отлична от нуля.

В начальный момент времени $\tau = \tau_0$ (τ_0 может быть принято за нуль) в точке с координатой ξ выделяется количество теплоты $Q = c\rho$, где c — теплоемкость; ρ — плотность.

Решение уравнения (12.12) при одновременной постановке задачи имеет вид

$$t = \frac{\Delta T_{\text{ист}}}{2\sqrt{\pi a \tau}}\, e^{-\frac{(x-\xi)^2}{4a\tau}}\, d\xi. \tag{13.10}$$

Уравнение (13.10) равняется нулю в момент $\tau = 0$ при всех x, кроме $x = \xi$, где оно равняется $\Delta T_{\text{ист}}$. При $\tau > 0$ зависимость $t = f(x)$ имеет

вид, как показано на рис. 13.1. Из рисунка следует, что при воздействии мгновенного источника теплоты температура в момент $\tau = 0$ в точке $x = \xi$ повышается до $\Delta T_{ист}$, а затем за счет теплопроводности происходит «размывание» профиля $\Delta T_{ист}$.

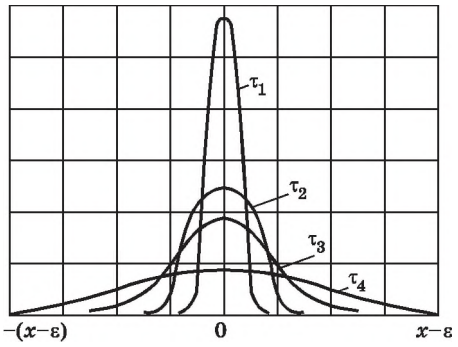


Рис. 13.1. Функция источника теплоты в зависимости от параметра $(x - \xi)$ в различные моменты времени: $\tau_1 < \tau_2 < \tau_3 < \tau_4$.

Метод интегральных преобразований характеризуется тем, что изучаются не сами функции, а их так называемые изображения видоизменением самой функции. Последняя называется оригиналом.

Определив значение функции, являющейся изображением, необходимо перейти к оригиналу. Это осуществляется с помощью так называемых формул обращения.

Методу интегральных преобразований свойственны те же ограничения, что и методу разделения переменных, а именно: дифференциальные уравнения линейные с линейными граничными условиями; область интегрирования простейшая, т.е. область, ограниченная осями координат. Однако метод интегральных преобразований отличается более простой техникой вычисления и возможностью представления решения в разных видах (например, решение в виде ряда, дающее заданную точность при минимальном числе членов ряда).

Следует подчеркнуть своеобразие уравнения нестационарной теплопроводности. Оно является уравнением первого порядка относительно времени и вместе с тем второго порядка относительно пространственных координат. Кроме того, в анализируемых задачах время меняется от нуля до бесконечности ($0 \le \tau \le \infty$), тогда как пространственные координаты имеют конкретные (ограниченные) значения для реальных задач. В связи с этим существуют два класса интегральных преобразований.

Первый класс относится к интегральным преобразованиям, связанным со временем. Он часто называется операционным методом исчисления и чаще всего основывается на преобразовании Лапласа.

Второй класс интегральных преобразований связан с пространственными координатами. Математически — это преобразование с конечными пределами интегрирования.

Наибольшей общностью обладает метод конечных интегральных преобразований, так как он позволяет переходить от изображений к оригиналу значительно проще, чем при других интегральных преобразованиях. Этот метод не требует сведения граничных условий к однородным и не приводит к трудностям, связанным с обратным переходом и неоднородными начальными условиями при применении преобразования Лапласа. В то же время метод конечных интегральных преобра-

зований приводит неоднородную краевую задачу теплопроводности в области изображений для однослойных стенок к обыкновенному дифференциальному уравнению первого порядка, решение которого не представляет трудности, а для многослойных (n) стенок — к (n − 1)-мерной векторной системе ($2n + 1$) интегральных уравнений Вольтера второго рода, решение которых известно. Поэтому изложим описание метода второго класса интегральных преобразований.

Примем, что рассматривается одномерная задача и преобразование берется по пространственной координате x. Интегральное преобразование функции оригинала $f(x)$ может быть представлено следующим образом:

$$f(P) = \int_0^\infty K(P, x) f(x)\, dx, \qquad (13.11)$$

где $f(P)$ — изображение функции $f(x)$; $K(P, x)$ — ядро преобразования; P — некоторый параметр. Пределы интегрирования могут быть не только бесконечными, но и конечными.

Вид ядра преобразования определяется условиями рассматриваемой задачи. К примеру, для тел неограниченной протяженности рекомендуется применять преобразование Фурье, для которого $K(p, x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{iPx}$ и пределы интегрирования берутся от $-\infty$ до $+\infty$.

Решение многомерных нелинейных задач теплопроводности средствами математического аппарата невозможно, и наиболее эффективными оказываются численные методы.

Численные методы решения задач теплопроводности относятся к приближенным методам. В некоторых случаях аналитические методы решения оказываются чрезмерно громоздкими и наиболее целесообразно обратиться к программированию и расчету на ЭВМ.

Метод конечных разностей или *сеток* среди численных процедур наиболее применим при решении дифференциального уравнения теплопроводности. Исходная операция заключается в том, что дифференциальное уравнение заменяется его конечно-разностным аналогом. Это означает, что область непрерывного изменения аргумента заменяется дискретной областью; дифференциальный оператор заменяется так называемым разностным оператором. Таким образом, исходная система дифференциальных уравнений преобразуется в систему конечно-разностных уравнений, т.е. в систему линейных алгебраических уравнений.

С уменьшением размеров шагов $\Delta\tau$ и Δx возрастет степень точности расчета. Если ошибка ε в процессе счета убывает (или хотя бы не возрастает), то сеточное уравнение называется устойчивым. Поэтому при проведении расчетов прежде всего надо обеспечить, чтобы величина $\Delta\tau$ удовлетворяла условиям устойчивости системы конечно-разностных уравнений.

При решении численными методами линейных задач теплопроводности удобно использовать конечно-разностный интеграл Дюамеля (J. Duhamel). Интеграл Дюамеля — это решение смешанной задачи с

однородными граничными условиями для неоднородного линейного уравнения с частными производными через решение соответствующей задачи для однородного уравнения.

Преимущества конечно-разностного интеграла Дюамеля следующие:

— число операций заметно сокращается, особенно при определении температуры для больших значений τ;

— уменьшается ошибка округления;

— при использовании этого метода вне зависимости от характера изменения граничной и начальной функций можно заранее разбить пространственные и временные интервалы в соответствии с видом краевых функций (увеличивается число разбиений при сложном их характере и уменьшается при монотонном изменении).

Решение системы конечно-разностных уравнений требует большого количества однотипных операций и выполняется, как правило, с помощью ЭВМ.

Метод обобщенных переменных основан на теории подобия. В исследуемых физических явлениях влияние отдельных величин, как правило, оказывается не в отдельности, а совместно. Поэтому целесообразно анализировать не отдельные величины, а их комплексное соединение, которое имеет определенное физическое содержание. Методом теории подобия на основе анализа дифференциальных уравнений и предельных условий получают указанные безразмерные комплексы, так называемые *критерии подобия*, которые являются обобщенными переменными. В комплексных величинах более четко выступают внутренние связи, которые характеризируют процесс. Кроме того, при этом уменьшается число переменных. Критерии подобия принято обозначать первыми двумя латинскими буквами фамилии ученого, который сделал открытие в данной области науки.

Процесс теплопроводности характеризуется критериями Bi (Био) и Fo (Фурье).

Критерий Био

$$\mathrm{Bi} = \alpha l/\lambda, \qquad (13.12)$$

где α — коэффициент теплообмена; λ — теплопроводность; l — характерный размер (например, толщина пластины).

Безразмерный комплекс Bi определяет не одно конкретное явление, а великое множество подобных явлений и играет важную роль в теории температурного поля твердого тела. Он представляет собой отношение термического сопротивления стенки (l/λ) к внешнему термическому сопротивлению передаче теплоты ($1/\alpha$) на поверхности тела.

При $\mathrm{Bi} \to 0$ термическое сопротивление l/λ бесконечно мало и температурное поле тела определяется только интенсивностью конвективного теплообмена. При $\mathrm{Bi} \to \infty$ внешнее термическое сопротивление $1/\alpha$ бесконечно мало и не влияет на степень и скорость нагревания (охлаждения) тела.

Критерий Фурье

$$\mathrm{Fo} = a\tau/l^2, \qquad (13.13)$$

где a — коэффициент температуропроводности.

Обозначим через T текущую температуру, отсчитываемую от температуры окружающей среды как от нуля, а через T_0 — какую-то по заданному условию температуру. Критериальное уравнения процесса теплопроводности имеет вид

$$\frac{T}{T_0} = f(\mathrm{Bi},\ \mathrm{Fo},\ x/l). \qquad (13.14)$$

Величина x/l называется *безразмерной переменной параметрического типа.*

Критериальное уравнения (13.14) справедливо для всех подобных процессов теплопроводности.

Моделированием называют метод экспериментального изучения явления на моделях вместо того, чтобы проводить эксперимент на натурном объекте. Экспериментальное исследование на моделях требует меньше средства, а в некоторых случаях оно есть единственно возможным средством проведения экспериментов.

Различают физическое и аналоговое моделирования.

При *физическом моделировании* соответствующие величины натуры и модели имеют одинаковую физическую природу. Физическое моделирование сохраняет особенности проведения эксперимента на реальном объекте, но значительно облегчает получение необходимых результатов, так как для модели выбираются наиболее удобные диапазоны изменения физических величин, геометрические размеры и т.п.

Аналоговое моделирование основано на замещении исследуемого физического процесса подобным ему процессом другой физической природы. В то время как физическое моделирование базируется на том, что явления в натуре и модели имеют одинаковую физическую природу и одинаковое математическое описание, метод аналогии основан только на одинаковом математическом описании. Наибольшее распространение в данное время получили модели, построенные на гидравлической и электрической аналогии процессов.

Гидродинамическая аналогия основана на тождественности математических моделей в формальном смысле, которые описывают, с одной стороны, потенциальное движение идеальной жидкости в невихревом потоке, а с другой — процесс теплопроводности в системе без источников теплоты.

Методы на *электрической аналогии* получили большее распространение.

Запишем уравнение нестационарной теплопроводности

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \quad \text{при} \quad 0 < x < \delta \quad \text{и} \quad \tau > 0. \qquad (13.15)$$

Аналогично записывается дифференциальное уравнение электрических напряжений:

$$\frac{\partial u}{\partial \tau_э} = \frac{1}{rC_э}\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x_э^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y_э^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z_э^2}\right) u = u_0 \quad \text{при} \quad 0 < x_э < n \quad \text{и} \quad \tau = 0, \qquad (13.16)$$

где u — электрическое напряжение; $\tau_э$ — время; r — омическое сопротивление электрической сети; $C_э$ — электрическая емкость; индекс «э» означает, что указанные величины относятся к электрической системе.

Взаимное соответствие величин при электромоделировании тепловых процессов:

Тепловые процессы	**Электрические процессы**
Количество теплоты Q	Заряд q
Тепловой поток $\Phi = Q/\tau$	Ток $I = \dfrac{dq}{d\tau_э}$
Перепад температур T	Напряжение U
Тепловое напряжение $R_т$	Сопротивление R
Теплоемкость C	Емкость $C_э$
Теплопроводность λ.	Удельная проводимость γ
Плотность теплового потока. Закон Фурье	Плотность тока. Закон Ома
$dQ = -\lambda \dfrac{\partial t}{\partial n} dF$	$dI = -\sigma \dfrac{\partial u}{\partial n_э} dF_э$
$\dfrac{\partial t}{\partial \tau} = a\left(\dfrac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \dfrac{\partial^2 t}{\partial y^2}\right)$	$\dfrac{\partial u}{\partial \tau_э} = \dfrac{I}{R_э C_э}\left(\dfrac{\partial^2 u}{\partial x_э^2} + \dfrac{\partial^2 u}{\partial y_э^2}\right)$
$\dfrac{\Delta t}{\lambda / a} = -\operatorname{grad} t$	$\dfrac{\Delta u}{l_э} = -\operatorname{grad} u$
$dQ = C \dfrac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$	$dI = C_э \dfrac{\partial u}{\partial \tau_э} d\tau_э$

В этих соотношениях приняты обозначения: T и u — температура и электрический потенциал; τ, $\tau_э$ — время; dQ, dI — элементарные потоки теплоты и электричества, проходящие в единицу времени через площадки dF и $dF_э$ в направлении нормалей n и $n_э$; λ и σ — теплопроводность и удельная проводимость; C и $C_э$ — теплоемкость и электрическая емкость; a — коэффициент температуропроводности; $R_э$ — электрическое сопротивление, отнесенное к единице длины; $l_э$ — линейный размер, являющийся аналогом λ/a.

В зависимости от структуры моделирующей среды модели-аналоги разделяют на модели — сплошные среды, модели-сетки и комбинированные модели. В отличие от моделей сплошных сред, где каждая точка модели отвечает точке исследуемого объекта и где поле потенциалов беспрерывно, в сетевых моделях моделирование осуществляется

с помощью сосредоточенных параметров, которыми являются элементы сетки.

Общее использование сетевых моделей с ЭВМ означает создание *гибридных моделей*. На практике применяются *комбинированные модели*, которые позволяют соединить преимущества электрических моделей разных типов, а именно моделей сплошных сред и сетевых моделей.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте характеристику и укажите виды нестационарной теплопроводности.
2. Укажите методы решения нестационарной теплопроводности и дайте им краткую характеристику.
3. Какие дифференциальные уравнения называют линейными и нелинейными?
4. Приведите характеристику прямых и обратных задач.
5. Изложите особенности методов решения: аналитических, численных, методов аналогии.
6. Приведите основные сведения о методе разделения переменных.
7. В чем отличительные особенности метода источников?
8. Изложите основы метода интегральных преобразований.
9. В чем особенности численных методов решения?
10. Изложите основные сведения о критериях подобия процесса теплопроводности.
11. В чем суть метода аналогового моделирования? Изложите основные положения гидродинамической и электрической аналогий тепловых явлений.

14. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

14.1. Общие сведения и определения

Конвективным теплообменом называется передача теплоты при движении макроскопических частей жидкости относительно друг друга или по отношению к твердым телам. В реальных условиях конвекция теплоты всегда сопровождается молекулярным переносом теплоты, а иногда и лучистым теплообменом.

Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью ее раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом) называется *теплоотдачей*. Движущаяся среда, используемая для передачи теплоты, называется *теплоносителем*. Капельная жидкость и газы, которые используются как теплоносители, принято называть одним термином — *жидкостью*. Поверхность тела, служащая для передачи теплоты, называется *поверхностью теплообмена*.

Различают свободную (естественную) и вынужденную конвекцию. *Свободная конвекция* вызвана действием неоднородного поля внешних массовых сил (гравитационного, инерционного, магнитного или электрического). *Вынужденная конвекция* вызвана действием внешних поверхностных сил, приложенных на границах системы, или однородного поля массовых сил, приложенных к жидкости внутри системы. Вынужденная конвекция может происходить за счет кинетической энергии, сообщенной жидкостью вне системы. В общем случае вынужденная конвекция может происходить вместе со свободной конвекцией. В этом случае имеет место *смешанная конвекция*.

Если поле температур в жидкости не зависит от времени, то процесс теплоотдачи называется *стационарным*; если распределение температуры в потоке теплоносителя зависит от времени — *нестационарным*.

Конвективный перенос теплоты встречается фактически повсеместно. В природе теплота переносится конвекцией в атмосфере земли, в водных просторах морей и океанов, в процессе теплообмена с окружающей средой людей и животных и т. п. В технике конвективный перенос теплоты происходит в котлах и печах, в различных технологических устройствах и агрегатах, в тепловых двигателях, в теплообменных аппаратах, в холодильных устройствах, при отоплении зданий и т. д.

Удельные потоки конвективного переноса теплоты могут колебаться в больших пределах. К примеру, в газах в условиях свободной гравитационной конвекции q = 5-30 Вт/м^2, а при вынужденной конвекции q = 10-500 Вт/м^2. При свободной конвекции воды $q = = 10^2$-10^3 Вт/м^2, а при вынужденной конвекции $q = 5 \cdot 10^2$-$2 \cdot 10^4$ Вт/м^2. В некоторых случаях удельный тепловой поток может достигать значения 10^5 Вт/м^2 и более (например, при капельной конденсации водяных паров).

Плотность теплового потока в процессе теплоотдачи пропорциональна разности температур между жидкостью и поверхностью тела, например стенки (закон Ньютона):

$$q = \alpha |t_{ж} - t_{ст}|, \qquad (14.1)$$

где α — коэффициент теплообмена (пользуются также термином коэффициент теплоотдачи), Вт/(м$^3 \cdot$ К).

Коэффициент теплоотдачи характеризует количество теплоты, переданное в единицу времени через единицу площади поверхности тела путем конвекции при разности температур между поверхностью тела и движущейся средой в 1 К.

Различают *местный (локальный)* коэффициент теплоотдачи, который относится к рассматриваемой точке теплообмена, и *средний* коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}$ для данного участка поверхности теплообмена. Средний коэффициент теплоотдачи равняется отношению теплового потока Q к площади поверхности теплообмена F и среднему температурному напору между жидкостью и поверхностью:

$$\bar{\alpha} = Q / \left(\Delta t_{ср} F \right). \qquad (14.2)$$

Значение коэффициента теплообмена зависит от многих факторов: от поля действующих сил (свободная или вынужденная конвекция); режима течения (ламинарный или турбулентный); скорости движения жидкости, геометрических показателей тела; наличия фазовых переходов; физических параметров жидкости (теплопроводность λ, теплоемкость c, плотность ρ, вязкость μ).

Из физики известно, что *вязкость* (коэффициент внутреннего трения) связана с возникновением сил трения между двумя слоями газа или жидкости, перемещающимися параллельно друг другу с различными скоростями. Причиной внутреннего трения является перенос молекулами количества движения из одного слоя в другой. Коэффициент внутреннего трения μ, Па·с, называют коэффициентом *динамической вязкости*. *Коэффициентом кинематической вязкости* ν, $м^2/с$, называют отношение μ/ρ, где ρ — плотность.

Поле температур и, соответственно, плотность теплового потока зависят от характера движения жидкости и поля скоростей. Различают два основных режима течения: ламинарный и турбулентный. *Ламинарным* является течение, в котором частицы жидкости перемещаются не перемешиваясь, т. е. как бы слоями, параллельными стенкам канала и траектории других частиц. *Турбулентным* называют течение с неупорядоченным, хаотичным, непрерывно изменяющим направление и скорость отдельных частей потока движением. Неустановившееся движение по сложным траекториям приводит к интенсивному перемешиванию между слоями жидкости или газа. С увеличением скорости движения этой жидкости ламинарное течение в некоторый момент переходит в турбулентное течение. Режим течения жидкости характеризуется числом Рейнольдса $Re = wl/\nu$, где w — скорость движения жидкости; l — характерный размер (например, диаметр трубы); ν — коэффициент кинематической вязкости жидкости.

Переход ламинарного режима в турбулентный происходит при критическом значении этого критерия $Re_{кр}$, которое зависит в основном от вида рассматриваемого течения. Так, для течения в круглых трубах $Re_{кр} \approx 2300$.

В процессе конвективного теплообмена вблизи поверхности твердого тела образуется тонкий слой неподвижной жидкости. В этом слое передача теплоты происходит теплопроводностью в соответствии с законом Фурье

$$q = -\lambda \left.\frac{dt}{dn}\right|_{n=0}, \qquad (14.3)$$

где n — нормаль к поверхности тела. Кроме того, в соответствии с законом Ньютона

$$q = \alpha \left| t_{ж} - t_{ст} \right|. \qquad (14.4)$$

Из уравнений (14.3) и (14.4) следует

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_{ж} - t_{ст}} \left.\frac{dt}{dn}\right|_{n=0}. \qquad (14.5)$$

При изменении температурного режима только в направлении одной координаты, например y, нормальной к поверхности тела, уравнение (14.5) записывается так:

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_{ж} - t_{ст}} \frac{dt}{dy}, \qquad (14.6)$$

где $\frac{dt}{dy}$ — модуль градиента температуры в пограничном слое вблизи поверхности стенки, град/м.

Уравнение (14.6) называется *дифференциальным уравнением теплоотдачи.*

14.2. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена

Для решения задачи нестационарного конвективного теплообмена необходимо установить зависимости между переменными процесса. В таких случаях, основываясь на общих законах физики, изучаемое явление записывается в виде дифференциальных уравнений. При формулировке этих уравнений теория теплообмена базируется на ряде предпосылок: 1) движущаяся среда рассматривается как сплошная среда; 2) система дифференциальных уравнений, описывающих процесс конвективного теплообмена, выводится на основе законов сохранения вещества, количества движения и энергии; 3) для замыкания исходной системы дифференциальных уравнений используются гипотезы, определяющие зависимость между тепловым потоком и градиентом температур и между трением и градиентом скоростей; 4) физические параметры движущейся жидкости (вязкость, плотность, теплоемкость и теплопроводность) принимаются известными функциями параметров состояния.

Прежде всего введем понятие субстанциональной производной. Изменения, происходящие с движущейся частицей, описываются производной по времени, при этом учитывается, что координаты частиц также зависят от времени. Поэтому для таких процессов производная вычисляется по правилам дифференцирования сложной функции:

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = \frac{d\varphi}{d\tau} + \frac{d\varphi}{dx}\frac{dx}{d\tau} + \frac{d\varphi}{dy}\frac{dy}{d\tau} + \frac{d\varphi}{dz}\frac{dz}{d\tau},$$

где φ — наблюдаемая величина, $dx/d\tau$, $dy/d\tau$ и $dz/d\tau$ имеют смысл компонентов скорости w_x, w_y, w_z. Такую производную, связанную с движущейся материей (субстанцией), называют *субстанциональной производной* и обозначают следующим образом:

$$\frac{D\varphi}{d\tau} = \frac{\partial\varphi}{\partial\tau} + w_x\frac{d\varphi}{dx} + w_y\frac{d\varphi}{dy} + w_z\frac{d\varphi}{dz}. \qquad (14.7)$$

В этом уравнении $\partial\varphi/\partial\tau$ представляет собой *локальное*, а $w_x\frac{d\varphi}{dx}+w_y\frac{d\varphi}{dy}+w_z\frac{d\varphi}{dz}$ — *конвективное* изменение величины φ.

Уравнение сплошности (*неразрывности*) описывает изменение массы в фиксированном объеме V и обусловлено притоком вещества через граничную поверхность, т.е.

$$\frac{\partial}{\partial\tau}\int_V \rho dV = -\int_V (\rho w)\, dF.$$

Знак минус учитывает, что при положительной внешней нормали $w < 0$ в случае притока массы внутрь объема. На основе формулы Гаусса — Остроградского преобразуем поверхностный интеграл в объемный, в силу произвольности объема, и получим

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\operatorname{div}(\rho w)=0,$$

или

$$\frac{\partial\rho}{\partial\tau}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho w_x)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho w_y)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho w_z)=0. \qquad (14.8)$$

Это уравнение представляет собой закон сохранения сплошности (или закон неразрывности).

Для несжимаемой жидкости (ρ = const) уравнение (14.8) принимает вид

$$\frac{\partial w_x}{\partial x}+\frac{\partial w_y}{\partial y}+\frac{\partial w_z}{\partial z}=0, \qquad (14.9)$$

или

$$\operatorname{div} w = 0. \qquad (14.10)$$

Уравнение движения выводится на основе закона сохранения количества движения в применении к жидкости, протекающей через произвольный объем V. Согласно этому закону скорость изменения главного вектора количества движения жидкости, находящейся в объеме V, равна скорости изменения главного вектора массовых и поверхностных сил (силы давления и силы трения), действующих на поверхность. Объединив все компоненты в одно векторное поле, получим

$$\rho\frac{Dw}{d\tau}=\rho g-\nabla p-[\nabla\cdot\boldsymbol{\tau}], \qquad (14.11)$$

где ρ — плотность; g — ускорение свободного падения; p — давление; $\boldsymbol{\tau}$ — напряжение сдвига (касательное напряжение) в потоке вязкой жидкости; условное обозначение ∇ означает дифференциальный оператор.

Уравнение (14.11) устанавливает, что элемент объема, перемещающийся с жидкостью, ускоряется потому, что на него действуют силы.

Это означает, что уравнение баланса количества движения эквивалентно второму закону Ньютона.

Согласно закону трения Стокса силы, возникающие при деформации капельной жидкости и газов, пропорциональны скорости деформации. Кроме того, примем, что для потока жидкости плотность и вязкость имеют постоянное значение. В таком случае уравнение (14.11) примет вид

$$\rho \frac{Dw}{d\tau} = \rho g - \nabla p + \mu \nabla^2 w, \tag{14.12}$$

где μ — коэффициент динамической вязкости, Па·с; ∇^2 — оператор Лапласа.

Уравнение (14.12) в декартовых координатах имеет вид

$$\frac{\partial w_x}{\partial \tau} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} = \\ = g_x - \frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x} + \nu\left(\frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2}\right), \tag{14.13}$$

где $\nu = \mu/\rho$ — коэффициент кинематической вязкости, м^2/с.

Аналогично записываются уравнения в направлении координат y и z. Систему уравнений (14.13) называют уравнениями Навье — Стокса.

Нередко теплообменные поверхности имеют цилиндрическую форму. Запишем уравнение Навье — Стокса в цилиндрических координатах r, φ, z:

$$\left.\begin{aligned}
&\rho\left(\frac{\partial w_r}{\partial \tau} + w_r \frac{\partial w_r}{\partial r} \frac{w_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{w_\varphi^2}{r} + w_z \frac{\partial w_r}{\partial z}\right) = \\
&= -\frac{\partial p}{\partial r} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial w_r}{\partial r} - \frac{w_r}{r^2} - \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w_r}{\partial \varphi^2} - \frac{2}{r^2}\frac{\partial w_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w_r}{\partial z^2}\right), \\
&\rho\left(\frac{\partial w_\varphi}{\partial \tau} + w_r \frac{\partial w_\varphi}{\partial r} + \frac{w_\varphi}{r}\frac{\partial w_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{w_r w_\varphi}{r} + w_z \frac{\partial w_\varphi}{\partial z}\right) = \\
&= -\frac{1}{r}\frac{\partial p}{\partial \varphi} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_\varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial w_\varphi}{\partial r} - \frac{w_\varphi}{r^2} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{2}{r^2}\frac{\partial w_r}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w_\varphi}{\partial z^2}\right), \\
&\rho\left(\frac{\partial w_z}{\partial \tau} + w_r \frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{w_\varphi}{r}\frac{\partial w_z}{\partial \varphi} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z}\right) = \\
&= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu\left(\frac{\partial^2 w_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\frac{\partial w_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 w_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2}\right).
\end{aligned}\right\} \tag{14.14}$$

Кроме того, приведем уравнение неразрывности

$$\frac{\partial w_r}{\partial r} - \frac{w_r}{r} + \frac{1}{r}\frac{\partial w_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial w_z}{\partial z} = 0. \qquad (14.15)$$

В этих уравнениях: w_r, w_φ, w_z — составляющие скорости в направлении соответственно радиальной, окружной и осевой координат.

Уравнение энергии запишем на основе первого закона термодинамики для элементарного объема движущейся среды. Для рассматриваемого случая скорость накапливания внутренней и кинетической энергий определяется скоростью подведения теплоты и скоростью производства работы системой:

$$Qd\tau + Ld\tau = \rho\left[du + d\left(w^2/2\right)\right], \qquad (14.16)$$

где Q — количество теплоты единицы объема в единицу времени, Вт/м^3; L — работа, совершаемая внешними силами над единичным объемом среды в единицу времени, Вт/м^3; τ — время, с; ρ — плотность среды, кг/м^3; u — удельная внутренняя энергия, Дж/кг; w — скорость движения среды, м/с.

Запишем известное соотношение из термодинамики

$$dh = du + d(pv), \qquad (14.17)$$

где h — энтальпия, Дж/кг; p — давление, Па; v — объем, м^3/кг.

Записав уравнение теплового баланса рассматриваемого объема, отнесенное к единице времени, с учетом интенсивности внутренних источников теплоты q_V, Вт/м^3, и принимая для вектора теплового потока гипотезу Фурье, получим уравнение энергии в форме

$$\rho Dh/d\tau = \operatorname{div}\left(\lambda \operatorname{grad} t\right) + q_V, \qquad (14.18)$$

где $Dh/d\tau$ — субстанциональная производная.

Если принять, что коэффициент теплопроводности и удельная теплоемкость являются постоянными, то будем иметь

$$c\rho\frac{Dt}{d\tau} = \lambda\nabla^2 t + q_V \qquad (14.19)$$

или

$$c\rho\left(\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_x\frac{\partial t}{\partial x} + w_y\frac{\partial t}{\partial y} + w_z\frac{\partial t}{\partial z}\right) = \lambda\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) + q_V. \qquad (14.20)$$

Напомним, что $\lambda/(c\rho) = a$, где a — коэффициент температуропроводности.

Для неподвижной среды ($w = 0$) получаем уравнение нестационарной теплопроводности (12.12).

Систему уравнений (14.8), (14.13) и (14.19) необходимо дополнить условиями однозначности, которые содержать геометрические, физические, граничные и временные условия.

Геометрические условия указывают на форму и размеры твердого тела, принимающего участие в процессе конвективного теплообмена.

Физические условия предусматривает знание численных значений физических параметров жидкости (ρ, c_p, λ и μ), а также внутреннего источника теплоты q_V.

Граничные условия определяют условия теплообмена на поверхности тела и на границах потока.

Временные условия учитывают условия протекания нестационарного процесса во времени. Их задают в виде начального распределения температур и скоростей.

Для уравнения энергии могут быть заданы четыре вида граничных условий: первого, второго, третьего и четвертого рода (как они сформулированы для процесса нестационарной теплопроводности).

В некоторых случаях, в зависимости от физических условий на границе раздела сред (например, если контакт между двумя твердыми телами не является идеальным), допускается модификация сформулированных граничных условий.

14.3. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена в приближении пограничного слоя

Конвективный теплообмен между движущейся жидкостью и твердым телом зависит от распределения температуры в жидкости, а также от гидродинамической обстановки в потоке жидкости. Поэтому решение задачи конвективного теплообмена предполагает знание распределения скоростей, т.е. решение гидродинамической задачи.

При движении вязкой жидкости, омывающей тело, поток проявляет себя неодинаково в непосредственной близости от поверхности и вдали от нее. Вблизи обтекаемой поверхности вследствие «прилипания» жидкости к твердой стенке возникают существенные поперечные градиенты скорости и, в следствие этого, значительные касательные напряжения. По мере удаления от поверхности тела действие силы вязкости становится существенно незначительным. Поэтому поток жидкости, омывающей тело, разделяют на две области: пограничного слоя, где влияние вязкости существенно, и внешнюю область потенциального течения, где влияние вязкости пренебрежимо мало.

Пограничным слоем называют область течения вязкой теплопроводной жидкости, характеризующуюся малой толщиной и большим поперечным градиентом величины, изменением которой обусловлен процесс переноса количества движения, теплоты, вещества.

Пограничный слой, характеризующийся существенным градиентом продольной составляющей скорости, называют *динамическим*.

Если между потоком жидкости и поверхностью тела происходит теплообмен или диффузия, то аналогично динамическому пограничному слою вблизи поверхности обтекаемого тела образуется *тепловой* или *диффузионный пограничный слой*. В этих пограничных слоях тем-

пература или концентрация примеси изменяется от значений у стенки до их значений во внешнем (потенциальном) потоке.

Условная величина, определяемая как расстояние по нормали от стенки до участка, где нет изменения с заданной точностью соответственно скорости, температуры или концентраций отдельных химических компонентов, называется *толщиной пограничного слоя.*

Схемы динамического и теплового пограничных слоев приведены на рис. 14.1. На этом рисунке приняты следующие обозначения: y — координата, направленная по нормали к поверхности тела; δ и $\delta_т$ — толщины соответственно динамического и теплового пограничных слоев; w_x и T_c — соответственно скорость и температура потока у стенки; w_0 и T_0 —скорость и температура во внешнем потоке.

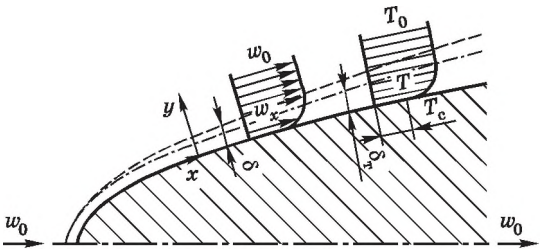


Рис. 14.1. Схема динамического и теплового пограничных слоев на поверхности тела

Развитие динамического пограничного слоя зависит от числа Рейнольдса $\mathrm{Re} = wl/\nu$, а теплового пограничного слоя — от числа Прандтля $\mathrm{Pr} = \nu/a$, которое характеризует соотношение между толщинами динамического и теплового пограничных слоев. Соответственно на развитие диффузионного пограничного слоя дополнительное влияние оказывает диффузионное число Прандтля $\mathrm{Pr_D} = \nu/D$, которое называют также числом Шмидта. В этих числах приняты следующие обозначения: w — скорость потока; l — характерный размер; ν — коэффициент кинематической вязкости; a — коэффициент температуропроводности; D — коэффициент диффузии.

Характер течения в пограничном слое оказывает решающее влияние на характеристики потока. При наличии достаточно большого положительного продольного градиента давления кинетическая энергия заторможенных в пограничном слое частиц жидкости становится недостаточной для преодоления сил давления, поэтому течение в пограничном слое теряет устойчивость и возникает так называемый отрыв потока от поверхности омываемой стенки. В результате скорость потока становится равной нулю, а затем он изменяет направление на обратное. Возникновение возвратного течения приводит к значительному утолщению пограничного слоя и отрыву потока. Образование отрывных течений существенно влияет как на аэродинамические (или гидродинамические) характеристики течения, так и на конвективный теплообмен. Поэтому отрывные течения являются предметом тщательных исследований.

Во внешнем потоке градиент скорости мал по сравнению с градиентом скорости в пограничном слое, поэтому касательные напряжения также малы и силами трения можно пренебречь. Это позволяет описать течение в потенциальном потоке и в пограничном слое более

простыми уравнениями, чем уравнения Навье — Стокса. Для внешнего потока для этой цели используют уравнение Эйлера

$$\rho \frac{Dw}{d\tau} = \rho g - \nabla p, \tag{14.21}$$

решая которое, определяют распределение скорости w_x на внешней границе пограничного слоя. Распределение давления вдоль пограничного слоя считается заданным. Давление вдоль оси y, т. е. по толщине пограничного слоя, может быть принято постоянным (равным давлению на его внешней границе). Результаты этого решения для внешнего потока служат граничными условиями при решении уравнений пограничного слоя. На основе этого решения находят распределение скоростей w_x и w_y.

Для теплового пограничного слоя упрощают уравнение энергии (14.20). Полученное уравнение называют *уравнением энергии теплового пограничного слоя.*

Система уравнений (движения, сплошности и энергии) пограничного слоя записывается так:

$$\frac{\partial w_x}{\partial x} + \frac{\partial w_y}{\partial y} = 0; \tag{14.22}$$

$$w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial x} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2}; \tag{14.23}$$

$$w_x \frac{\partial \theta}{\partial x} + w_y \frac{\partial \theta}{\partial y} = a \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2}, \tag{14.24}$$

где θ — избыточная температура по отношению к какой-либо температуре, характерной для рассматриваемого процесса. Первые два уравнения описывают поле скоростей.

Для внешнего потока применима теория потенциального течения. Пусть φ — потенциал скорости. В таком случае $w_x = \frac{\partial \varphi}{\partial x}$, $w_y = \frac{\partial \varphi}{\partial y}$, тогда уравнение неразрывности преобразуется к виду

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} = 0. \tag{14.25}$$

Решая уравнение Лапласа (14.25), находим потенциал скорости, затем из уравнения движения

$$-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x} = w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} = \frac{\partial \varphi}{\partial x}\frac{\partial^2 \varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial \varphi}{\partial y}\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \partial y} \tag{14.26}$$

находим градиент давления. Наряду с методом расчета для определения градиента давления используют соотношения, полученные в эксперименте.

14.4. Основы теории подобия. Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена

Конвективный теплообмен представляет собой сложное явление, зависящее от многих факторов. Зависимость между величинами, характеризующими процесс теплообмена, описывается системой дифференциальных уравнений, которые отражают лишь общие особенности явления. Для анализа и решения конкретного единичного случая к дифференциальным уравнениям добавляют условия однозначности. Используя систему дифференциальных уравнений однозначности, можно найти зависимость искомой величины — коэффициента теплоотдачи α при заданных значениях исходных аргументов.

Для решения системы уравнений используют аналитические или численные методы, но во многих случаях это оказывается сложной задачей, в особенности при большом числе аргументов. Данные, полученные на основе экспериментальных исследований, как правило, не отражают всю физическую сущность изучаемых процессов. Полученные экспериментом результаты справедливы в пределах изменения измеренных параметров. Наиболее общее решение можно получить на основе *теории подобия*, которая представляет собой науку о подобных явлениях. Наиболее простым примером служит *геометрическое подобие*, которое выражает условие пропорциональности одноименных линейных размеров тел:

$$\frac{l_1''}{l_1'} = \frac{l_2''}{l_2'} = \ldots = \frac{l_n''}{l_n'} = C_l, \qquad (14.27)$$

где l_1', l_2', ..., l_n', — линейные размеры одной фигуры; l_1'', l_2'', ..., l_n'' — одноименные линейные размеры другой фигуры; C_l — константа геометрического подобия, которая является безразмерным масштабом геометрически подобных тел.

Понятие подобия может быть расширено на физические явления. С помощью теории подобия размерные физические величины объединяют в безразмерные комплексы, которые можно рассматривать как новые переменные. При использовании в уравнениях безразмерных комплексов число переменных сокращается, что упрощает исследование физических процессов. Эти комплексы отражают влияние на явление не только отдельных одиночных факторов, но и их совокупности, что позволяет лучше понять физические связи в изучаемом явлении. Указанные комплексные переменные могут рассматриваться как *обобщенные переменные*.

Безразмерные комплексы определяют из представленных в безразмерной форме уравнений, описывающих изучаемое явление. Имеется и другой путь: безразмерные комплексы находят с помощью *метода анализа размерностей* физических величин, существенных для явления.

Подобными могут быть только явления одинаковой физической природы. Физические явления, относящиеся к одному и тому же классу,

называют качественно одинаковыми. Их описывают одинаковыми по физическому содержанию и по форме записи дифференциальными уравнениями.

Подобные процессы имеют место в геометрически подобных системах. Следовательно, геометрическое подобие является одним из условий физического подобия. Подобие явлений выражается в тождественности (по форме и по численному значению) относительных (безразмерных) величин во всех сходственных точках. *Сходственными* называют точки, удовлетворяющие условию подобия, т. е. точки, безразмерные координаты которых равны.

Для подобия нестационарных явлений необходимо выполнение условий временного подобия, которые определяют *сходственные моменты времени*. В сходственных точках в сходственные моменты времени при подобии должны быть одинаковыми те или иные безразмерные (относительные) величины.

Безразмерные комплексы физических величин называют *критериями подобия*. Критерии подобия, состоящие из содержащихся в условиях однозначности величин, называют *определяющими критериями подобия*. Критерии подобия — это отношение масштабов двух существенных для явления эффектов одной и той же размерности.

Общие условия подобия физических процессов формулируют в виде трех правил:

1) явления должны быть одной физической природы и описываться одинаковой по форме записи системой дифференциальных уравнений;

2) условия однозначности явлений должны быть качественно одинаковыми, т. е. содержать одни и те же физические величины; поля соответствующих величин должны описываться одинаковыми уравнениями;

3) одноименные определяющие критерии подобных явлений должны иметь одинаковое значение.

Зависимость между переменными, характеризующими исследуемое явление, может быть представлена зависимостью между критериями подобия:

$$F(K_1, K_2, \ldots, K_n) = 0. \qquad (14.28)$$

Эта зависимость называется *уравнением подобия* или *критериальным уравнением*.

Бывают случаи, когда те или иные эффекты проявляются в рассматриваемом процессе. Поэтому критерии, содержащие масштабы этих эффектов, не включаются в уравнения подобия. Тогда имеет место *автомодельность* явления по отношению к данному критерию.

Критерий подобия состоит исключительно из независимых переменных или постоянных величин, известных из условий задачи. Безразмерные комплексы, в которые входят зависимые переменные, имеют название *определяемых критериев*.

Теория подобия является основой моделирования физических явлений. Метод моделирования состоит в воспроизведении и исследовании на модели процессов, качественно одинаковых с процессами, имеющими место в реальных объектах. Результаты эксперимента могут быть распространены на эти объекты, если соблюдены условия, сформулированные в теории подобия.

Выполнение точного подобия процессов конвективного теплообмена при проведении эксперимента часто наталкивается на значительные, иногда непреодолимые трудности. Это затрудняет проведение точного моделирования. В таких случаях возникает необходимость в проведении *приближенного моделирования*. При изучении конвективного теплообмена пользуются также методом аналогового моделирования, основанным на аналогии между тепловыми, электрическими и гидродинамическими явлениями.

Критериям подобия присвоены имена ученых, внесших значительный вклад в развитие гидродинамики, теплопередачи, диффузионных процессов. Подобие процессов конвективного теплообмена определяется следующими критериями* подобия.

Критерий Нуссельта Nu, или критерий теплоотдачи,

$$\mathrm{Nu} = \alpha l/\lambda, \qquad (14.29)$$

Критерий Нуссельта есть неопределяющим критерием и в задачах конвективного теплообмена является искомой величиной, поскольку в него входит определяемая величина α.

Представим критерий Nu в виде отношения $\mathrm{Nu} = \frac{l}{\lambda} : \frac{1}{\alpha}$ и приходим к выводу, что критерий Нуссельта является отношением термического сопротивления теплопроводности R_λ слоя жидкости толщиной l к термическому сопротивлению теплоотдаче R_α. Следовательно, *критерий* Нуссельта характеризует соотношение между конвективным переносом теплоты от жидкости к поверхности тела и переносом теплоты теплопроводностью через слой жидкости толщиной l.

Критерий Рейнольдса Re выражает соотношение между инерционной силой и силой внутреннего трения:

$$\mathrm{Re} = wl/\nu. \qquad (14.30)$$

Чем меньше значение критерия Рейнольдса, тем большее влияние на течение жидкости оказывают молекулярные силы вязкости. При определенном числе Re ламинарное вязкое течение жидкости переходит в турбулентное.

Критерий Прандтля Pr характеризует физические свойства жидкости:

$$\mathrm{Pr} = \nu/\alpha. \qquad (14.31)$$

* В технической литературе пользуются также термином «число».

Критерий Pr содержит только физические параметры среды и поэтому является параметрическим критерием.

Критерий Пекле Pe выражает соотношение между интенсивностью переноса теплоты конвекцией и интенсивностью переноса теплоты теплопроводностью:

$$\mathrm{Pe} = wl/\alpha. \tag{14.32}$$

Критерий Пекле может быть представлен как произведение двух критериев:

$$\mathrm{Pe} = \frac{wl}{\nu}\frac{\nu}{\alpha} = \mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}. \tag{14.33}$$

Критерий Грасгофа Gr характеризует соотношение подъемной силы, возникающей в жидкости вследствие разности плотностей:

$$\mathrm{Gr} = \frac{g l^3}{\nu^2}\beta\Delta t. \tag{14.34}$$

Полагая, что коэффициент объемного расширения жидкости β постоянный в данном интервале температур, и учитывая, что разность плотностей жидкости определяется разностью температур, получим зависимость

$$\Delta\rho/\rho = \beta\Delta T.$$

В этом случае получим *критерий Архимеда Ar, характеризующий отношение подъемных сил к силам вязкости в случае свободного движения*:

$$\mathrm{Ar} = \frac{gl^3}{\nu^2}\frac{\Delta\rho}{\rho}. \tag{14.35}$$

Критерий Фруда Fr выражает соотношение между силой тяжести и инерционной силой в рассматриваемом явлении:

$$\mathrm{Fr} = gl/w^2. \tag{14.36}$$

Критерий Фруда имеет существенное значение в тех случаях, когда гравитационные эффекты играют заметную роль.

Критерий Фурье Fo выражает соотношение между темпом изменения условий в окружающей среде и темпом перестройки температурного поля внутри тела:

$$\mathrm{Fo} = \alpha\tau/l^2. \tag{14.37}$$

В уравнениях (14.29)...(14.37) приняты следующие обозначения: α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м$^2\cdot$К); l — характерный размер, м; λ — теплопроводность теплоносителя, Вт/(м$\cdot$К); w — скорость движения жидкости, м/с; ν — коэффициент кинематической вязкости, м^2/с; a — температуропроводность, м^2/с; g — ускорение свободного падения, м/с^2; β —коэффициент объемного расширения, град$^{-1}$; ρ — плотность, кг/м^3; T — температура, К.

Для наиболее характерных случаев конвективного теплообмена уравнения подобия для коэффициента теплоотдачи имеют вид:

— при вынужденном движении жидкости

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}), \tag{14.38}$$

— при свободном движении жидкости

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Gr}, \mathrm{Pr}). \tag{14.39}$$

В случае более сложного процесса конвективного теплообмена, например теплообмена при изменении агрегатного состояния среды, теплообмена через проницаемую поверхность, приведенная выше система критериев и зависимости (14.38) и (14.39) дополняют новыми критериями, которые отражают особенности рассматриваемого процесса.

14.5. Осреднение коэффициентов теплоотдачи

В общем случае температурный напор может изменяться по поверхности теплового потока. Может изменяться также коэффициент теплоотдачи вдоль поверхности теплообмена. В практических расчетах обычно пользуются средним по поверхности значением коэффициента теплоотдачи $\bar{\alpha}$, которое определяется как частное от деления средней плотности теплового потока на средний температурный напор:

$$\bar{\alpha} = \frac{\bar{q}}{\Delta\bar{t}} = \frac{\int_0^{F_0} \alpha \Delta t \, dF}{\int_0^{F_0} \Delta t \, dF}, \tag{14.40}$$

где $\bar{q}$ — средняя плотность теплового потока; Δt и $\Delta\bar{t}$ — местный и средний температурные напоры, определяемые как разность температур жидкости и поверхности тела; F_0 — поверхность осреднения.

Если коэффициент теплоотдачи α изменяется только вдоль одной координатной оси, то

$$\bar{\alpha} = \frac{\int_0^{x_0} \alpha \, \Delta t \, dx}{\int_0^{x_0} \Delta t \, dx}. \tag{14.41}$$

Аналогично коэффициенту теплоотдачи может быть усреднен и критерий Нуссельта.

14.6. Критериальные уравнения для определения коэффициента теплообмена

14.6.1. Вынужденные движения теплоносителя

На производстве часто имеет место теплоотдача при вынужденном движении жидкости. Примером может служить теплоотдача стенам помещения теплого вентиляционного воздуха, подаваемого вентилятором; теплоотдача от теплоносителя в отопительном приборе и т.п.

Заметим, что когда плоская поверхность омывается потоком жидкости, скорость и температура которой вдали от твердого тела постоянные, то возле пластины образуется гидродинамический пограничный слой.

Течение в пограничном слое может быть как ламинарным, так и турбулентным. Опыт показывает, что переход из ламинарной формы течения в турбулентную происходит на некотором участке.

В процессе теплообмена возле поверхности пластины формируется тепловой пограничный слой. Характер распределения температуры в нем зависит от режима движения. Поэтому расчетные формулы для определения коэффициентов теплоотдачи для случаев ламинарного и турбулентного режимов течения разные.

При ламинарном режиме течения критериальное уравнение для определения среднего коэффициента теплоотдачи при обтекании плоской поверхности пластины имеет вид

$$\mathrm{Nu} = 0,66\,\mathrm{Re}^{0,5}\,\mathrm{Pr}^{0,33}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr_c}}\right)^{0,25}. \qquad (14.42)$$

При турбулентном режиме течения средний коэффициент теплоотдачи определяют по формуле

$$\mathrm{Nu} = 0,037\,\mathrm{Re}^{0,8}\,\mathrm{Pr}^{0,43}\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr_c}}\right)^{0,25}. \qquad (14.43)$$

Температуру, при которой выбирают значение физических свойств жидкости в критериальных уравнениях, называют *определяющей температурой*. Как определяющие температуры в уравнениях (14.42), (14.43) приняты: при вычислении критериев Re и Pr — температура невозмущенного потока, а при вычислении $\mathrm{Pr_c}$ — средняя по поверхности температура стенки.

Теплоотдачу при течении жидкости в гладких трубах круглого поперечного сечения определяют разными критериальным уравнениями:

— при ламинарном вязкостно-гравитационном режиме (под влиянием естественной гравитации)

$$\mathrm{Nu} = 0,15\,\mathrm{Re}^{0,33}\,\mathrm{Pr}^{0,33}(\mathrm{Gr}\,\mathrm{Pr})\left(\frac{\mathrm{Pr}}{\mathrm{Pr_c}}\right)^{0,25}; \qquad (14.44)$$

— при турбулентном режиме

$$Nu = 0,021 Re^{0,5} Pr^{0,43} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}. \qquad (14.45)$$

Для воздуха (или двухатомных газов) соотношение (14.44) упрощается (ведь для двухатомных газов $Pr \approx 0,71$ и $Pr/Pr_c \approx 1$) и примет вид

$$Nu = 0,018 Re^{0,8}. \qquad (14.46)$$

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве теплообменника с сегментными перегородками коэффициент теплообмена определяют по формулам:

— при ламинарном режиме потока

$$Nu = 0,034 Re^{0,5} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}; \qquad (14.47)$$

— при турбулентном режиме потока

$$Nu = 0,24 Re^{0,6} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}; \qquad (14.48)$$

В специальной справочной литературе приводятся расчетные соотношения для других возможных случаев (оребренные трубы, трубопроводы некруглого сечения и т.п.).

14.6.2. Свободное движение теплоносителя

Свободное движение жидкости предопределяется разницей плотностей нагретых и холодных частиц. Неоднородное распределение плотности может быть вызвано неоднородным распределением температуры, концентрации какого-либо компонента в смеси или наличием фаз с разной плотностью. Свободное движение под действием гравитационного поля в системе с неоднородным распределением плотности жидкости называется *гравитационным свободным движением*. Такое движение имеет место, например, при естественной конвекции воздуха в отапливаемом помещении.

На основе экспериментальных данных предложена расчетная формула для определения коэффициента теплообмена:

$$Nu = C(GrPr)^n. \qquad (14.49)$$

Исследовательским путем установлено, что существует три режима переноса теплоты в зависимости от произведения GrPr. При первом режиме (табл. 14.1) теплоотдача слабо зависит от произведения GrPr и теплота переносится

Таблица 14.1

GrPr	C	n
$1 \cdot 10^{-3}$-$5 \cdot 10^2$	1,18	1/8
$5 \cdot 10^2$-$2 \cdot 10^7$	0,54	1/4
$2 \cdot 10^7$-$1 \cdot 10^9$	0,135	1/3

в основном теплопроводностью. При втором режиме существует ламинарный пограничный слой и теплота переносится в основном вследствие свободной конвекции при ламинарном движении жидкости. При третьем режиме теплота переносится вследствие свободной конвекции при турбулентном режиме движения жидкости.

Физические параметры в формуле (14.49) определяются по средней температуре теплоносителя в объеме жидкости и возле стенки.

14.6.3. Компьютерные методы расчета процессов тепломассообмена

Традиционным способом расчета процессов тепломассообмена между твердыми стенками теплотехнических устройств и газовыми (жидкими) средами есть задание условий теплообмена в виде закона Ньютона $q = \alpha(t_{ст} - t_{ж})$, где α — эмпирический коэффициент пропорциональности между тепловым потоком q и стенкой, а $(t_{ст} - t_{ж})$ — температурной напор между стенкой и омывающей ее жидкой средой. В рамках этого способа существует большое количество эмпирических зависимостей для коэффициента теплоотдачи α: от параметров омывающей жидкости (типа жидкости, скорости, давления, степени сжимания и пр.); от характеристик омываемой стенки (кривизны, материала, расположения в пространстве относительно потока, степени оребрения и загрязнения, шероховатости и пр.); от видов конвективного теплообмена (вынужденный, свободный, смешанная конвекция). Эти зависимости, как правило, обобщенны в виде безразмерных критериальных зависимостей, в которых α входит в безразмерное число Нуссельта Nu, а параметры потока учитываются безразмерными числами Рейнольдса, Прандтля и пр.

Однако такие зависимости имеют ограниченную область применения как по параметрам потока омывающей жидкости, так и по параметрам твердой стенки. Эти ограничения определяются условиями проведенных экспериментов при различных режимах течения жидкости, уровню температур, масштабности обтекаемых поверхностей. При расчете реальных теплообменных аппаратов инженеры часто сталкиваются с отсутствием критериальных уравнений для конкретного аппарата и конкретных режимов течения жидкости в нем. В этих случаях могут использоваться критериальные зависимости для близких условий теплообмена, но погрешность расчета при этом выходит довольно большой. В последние лет двадцать благодаря интенсивному развитию численных методов решения полной системы уравнений Навье — Стокса и увеличению быстродействия вычислительной техники стало возможным одновременное решение уравнений движения жидкости возле теплообменных поверхностей и уравнений теплового состояния как жидкости, так и теплообменной поверхности. При этом на границе стенка — жидкость используются тепловые условия сопряжения как по тепловому потоку (потоки теплоты от твердого тела и от жидкости равны между собой), так и по температуре (равенство температур со стороны жидкости и твердого тела на границе их раздела).

Использование таких условий протекания процессов определило название задач такого типа как *сопряженные задачи*. Характерной особенностью таких задач и такого способа расчета процессов тепломассообмена является отсутствие необходимости использовать коэффициент теплоотдачи α. Вследствие этого становится возможным рассчитать теплообменные поверхности и аппараты с произвольными параметрами потока и для произвольных особенностей теплообмена. Применение достаточно детальных сеток в рамках численного метода (как правило, метод контрольного объема) позволяет учесть в компьютерной модели динамику образования гидродинамического и теплового пограничных слоев, определяющих теплообмен между жидкостью и твердой стенкой. При желании, имея значения толщины пограничных слоев, параметров жидкости и тепловых потоков на стенке, можно вычислить локальные коэффициенты теплоотдачи после общего решения задачи в сопряженной постановке.

Такие технологии анализа и расчета процессов тепломассообмена получили название *CFD (Computational Fluid Dynamic) технологий*. Эти технологии, реализованные в виде мощных и удобных компьютерных программ, доступны широкому кругу инженеров, научных работников и студентов.

Основной, еще не решенной до конца проблемой этой технологии, является выбор вида и параметров модели турбулентности, которая замыкает полную систему уравнений Навье — Стокса.

14.7. Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества

14.7.1. Теплообмен при конденсации паров

Конденсация — переход вещества из газообразного состояния в конденсированное (жидкое или твердое) вследствие его охлаждения или сжатия. Конденсация, как и обратный процесс — испарение, относится к *фазовым переходам*. При конденсации выделяется то же количество теплоты, которое было затрачено на испарение сконденсировавшегося вещества.

Конденсация паров часто встречается на практике: она происходит в многочисленных теплообменных аппаратах, в конденсаторах паровых турбин, в некоторых опреснительных установках; в увлажненных помещениях водяной пар из воздуха конденсируется на ограждающих конструкциях и т.п.

Теплообмен при конденсации паров представляет собой сложное явление, зависящее от многих факторов, число которых значительно больше, чем для случая теплообмена без изменения агрегатного состояния. Этот вопрос решается за счет экспериментальных исследований, основанных на современной измерительной аппаратуре, в сочетании с математическим моделированием изучаемых явлений.

Различают *пленочную конденсацию*, при которой на поверхности образуется сплошная пленка, и *капельную конденсацию*, когда процесс протекает с образованием капелек. При пленочной конденсации конденсат *смачивает* данную поверхность теплообмена, при капельной — *не смачивает* ее.

Смачивание рассматривают как результат молекулярного взаимодействия в зоне контакта тел (сред). В процессе может выделяться теплота, называемая *теплотой смачивания*.

На рис. 14.2 приведены схемы смачиваемой и несмачиваемой поверхностей. В первом случае краевой угол α является острым, во втором — $\alpha > 90^{\circ}$. В предельном случае, когда угол $\alpha = 0$, капля растекается по поверхности тела тонким слоем. Это явление называют *абсолютным смачиванием*.

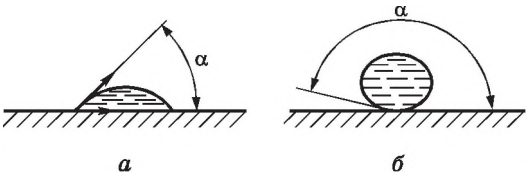


Рис. 14.2. Смачиваемые (*а*) и несмачиваемые (*б*) жидкостью плоские стенки

Движение пленки или капель по поверхности происходит либо за счет гравитационных сил, либо за счет дополнительных сил трения со стороны текущего пара.

Процесс конденсации пара является результатом двух процессов: собственный процесс конденсации и отведение теплоты от поверхности конденсации через слой конденсированной фазы.

Термическое сопротивление передаче теплоты от пара к стенке состоит из двух слагаемых:

$$R = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ст}}}{q} = \frac{1}{\alpha} = R_{\delta} + R_{\text{ф}}, \qquad (14.50)$$

где $t_{\text{п}}$ и $t_{\text{ст}}$ — температуры соответственно пара и стенки; q — плотность теплового потока; α — коэффициент теплоотдачи от пара к стенке; R_{δ} — термическое сопротивление пленки конденсата; $R_{\text{ф}}$ — термическое сопротивление фазового перехода. Сопротивление $R_{\text{ф}}$ не является термическим сопротивлением в его обычном понимании. Его значение определяется скоростью притока пара к поверхности.

При капельной конденсации водяного пара коэффициент теплоотдачи в 5-10 раз больше, чем при пленочной. Это является следствием того, что пленка конденсата характеризуется большим термическим сопротивлением передаче теплоты фазового перехода от поверхности конденсата к стенке. При капельной конденсации в результате разрыва пленки это термическое сопротивление значительно меньше.

При пленочной конденсации возможны ламинарный и турбулентный режимы течения. Так, на вертикальной стенке толщина пленки увеличивается и под действием силы тяжести пленка стекает вниз.

Вначале имеет место ламинарное течение, а по мере увеличения толщины пленки течение переходит в турбулентное.

Коэффициент теплоотдачи α при пленочной конденсации водяного пара при атмосферном давления достигает значений $7 \cdot 10^9$-$12 \cdot 10^3$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

При капельной конденсации на вертикальной стенке капельки жидкости со временем увеличиваются, скатываясь вниз и увлекая другие капли. При капельной конденсации водяного пара при атмосферном давлении коэффициент теплоотдачи достигает значений $40 \cdot 10^3$-$100 \cdot 10^3$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

При соударении в процессе конденсации молекул пара с поверхностью (со стенкой или жидкостью) часть их захватывается, а часть упруго отражается. Доля молекул, захваченных поверхностью, по отношению к общему числу молекул, соударяющихся с поверхностью, называется *коэффициентом конденсации* и обозначается β.

Осредненное по поверхности значение коэффициента теплоотдачи при пленочной конденсации и ламинарном течении по вертикальной пластине определяется по формуле

$$\bar{\alpha} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r \rho_{ж}^2 g \lambda_{ж}^3}{\mu_{ж} (t_н - t_{ст}) h}}, \qquad (14.51)$$

где r — теплота парообразования; g — ускорение свободного падения; $\rho_{ж}$, $\lambda_{ж}$, $\mu_{ж}$ — соответственно плотность, теплопроводность и коэффициент динамической вязкости жидкости; $t_н$, $t_{ст}$ — температуры соответственно насыщенного пара и стенки; h — длина участка осреднения. Следует учесть, что с увеличением h коэффициент теплоотдачи уменьшается, а толщина пленки увеличивается.

В критериальном виде уравнение теплообмена при ламинарном течении пленки записывается так:

$$\mathrm{Nu} = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{1}{4} \mathrm{GaPr} K}, \qquad (14.52)$$

где $\mathrm{Nu} = \bar{\alpha} h / \lambda_{ж}$; $\mathrm{Ga} = g h^3 / \nu_{ж}$ — критерий Галилея; $\mathrm{Pr} = \nu_{ж} / a$; $K = \dfrac{r}{c_p (t_н - t_{ст})}$ — число фазового перехода; $\nu_{ж}$ — коэффициент кинематической вязкости жидкости; c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении.

Коэффициент теплоотдачи при турбулентном движении пленки определяется из уравнения

$$\mathrm{Nu} = 0,0325 \, \mathrm{Ga}^{1/3} \mathrm{Re}^{0,25} \mathrm{Pr}^{0,5}. \qquad (14.53)$$

Эта формула справедлива для $1 \le \mathrm{Pr} \le 25$; $1,5 \cdot 10^3 \le \mathrm{Re} \le 6,9 \cdot 10^4$.

На начальном участке поверхности конденсации течение пленки может быть ламинарным и поэтому при подсчете среднего значения коэффициента теплоотдачи в формулу (14.53) необходимо ввести поправку. Эта поправка вводится только тогда, когда поверхность с ламинарным течением пленки соизмерима с пленкой турбулентного течения.

Коэффициент теплоотдачи α при пленочной конденсации водяного пара при атмосферном давлении достигает значений $7 \cdot 10^3$-$12 \cdot 10^3$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

При капельной конденсации водяного пара при атмосферном давлении коэффициент теплоотдачи может колебаться в пределах $40 \cdot 10^3$-$100 \cdot 10^3$ Вт/(м$^2 \cdot$ К).

14.7.2. Теплообмен при кипении жидкости

Процессы кипения имеют место во многих теплоэнергетических установках (например, котлах) в атомной энергетике, в химической и пищевой технологиях и в других областях техники. От совершенства процесса парообразования зависит эффективность работы указанных установок.

Процесс фазового перехода жидкости в пар имеет название *кипения*. Для поддержания кипения к жидкости необходимо подводить теплоту, которая расходуется на парообразование и на работу пара против внешнего давления при увеличении объема паровой фазы.

Различают *кипение жидкости на твердой поверхности теплообмена* и *кипение в объеме жидкости*. Для возникновения процесса кипения необходимо, чтобы температура жидкости превышала температуру насыщения при данном давлении и, кроме того, должны быть центры парообразования в виде отдельных неровностей стенки, пузырьков воздуха, пылинок в жидкости и т.п.

При объемном кипении паровая фаза возникает непосредственно в объеме жидкости в виде отдельных пузырьков пара. При кипении на твердой поверхности паровые пузырьки образовываются на отдельных участках нагретой поверхности.

В энергетике и в различных технологических процессах обычно встречаются процессы кипения на твердых поверхностях (поверхности труб, плоского тела и пр.). Поэтому этот вид кипения будет рассматриваться в дальнейшем.

Зародившись на стенке, паровой пузырек увеличивается до некоторого размера, при котором он отрывается. Для роста пузырька необходимо, чтобы давление пара в нем несколько превышало сумму внешнего давления, давления вышележащего слоя жидкости и *капиллярного давления*, которое зависит от кривизны поверхности пузырька.

Если повышать температуру t поверхности нагрева, т. е. увеличить температурный напор $t_{ст} - t_{кип}$, то число оторвавшихся и всплывающих пузырьков возрастет. При увеличении температурного напора постепенно достигается максимальное значение теплового потока (для

кипящей воды $q_{max} \approx 1500$ Вт/м^2 при $t_{ст} - t_{кип} = 25...30$ °С). До достижения критического значения теплового потока существовали область конвективного теплообмена однофазной жидкости (рис. 14.3) и область с развитым пузырьковым кипением. Пройдя максимум, интенсивность теплоотдачи постепенно снижается до достижения второго критического состояния, где тепловой поток имеет минимальное значение (q_{min}). Участок между q_{max} и q_{min} относится к переходной области (от пузырькового до пленочного) кипения.

В области пленочного кипения тепловой напор Δt мало влияет на значение коэффициента теплоотдачи. Тепловой поток возрастет примерно пропорционально увеличению температурного напора.

Изменение закономерностей теплоотдачи на различных участках процесса парообразования называется *кризисом теплоотдачи при кипении*.

Во многих технических устройствах кипение происходит в трубах. Поэтому представляют интерес структура потока и теплообмен при кипении жидкости в трубах. При вынужденном движении жидкости в канале с увеличением плотности теплового потока интенсивность теплоотдачи практически не зависит от скорости двухфазного потока. Изменение структуры и температуры двухфазного потока по длине вертикальной трубы при движении потока снизу вверх показано на рис. 14.4. Можно выделить несколько характерных участков: *I* — область подогрева от начальной температуры до температуры насыщения при данном давлении; *II* — область кипения

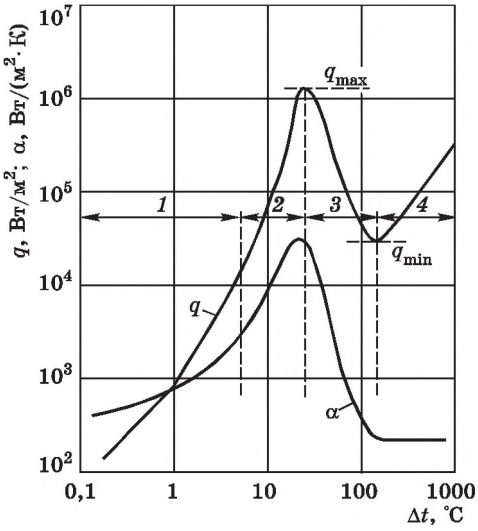


Рис. 14.3. Зависимость удельного теплового потока q и коэффициента теплоотдачи α от температурного напора при кипении воды

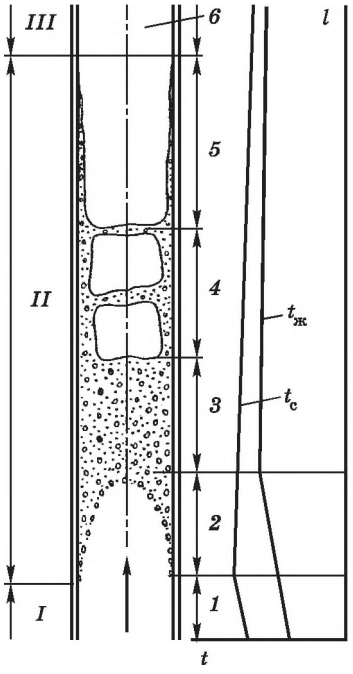


Рис. 14.4. Структура потока при кипении жидкости внутри вертикальной трубы

жидкости; *III* — область подсыхания влажного пара. На участке кипения насыщенной жидкости выделяют область поверхностного кипения *2*, эмульсионного *3*, пробкового *4* и кольцевого *5* режимов течения. Область *6* относится к подсыханию пара. В эмульсионном режиме двухфазный поток состоит из жидкости и равномерно распределенных в ней мелких пузырьков пара. По мере увеличения паросодержания образующиеся крупные пузырьки сливаются, в результате чего устанавливается кольцевой режим *5* течения. Толщина слоя жидкости у стенки трубы постепенно уменьшается в силу испарения.

При движении двухфазного потока внутри горизонтально расположенных труб (рис. 14.5) структура потока по длине может существенно измениться. Если скорость жидкости и содержание пара относительно невелики, то наблюдается расслоение потока на жидкую и паровую части (рис. 14.5, *а*). С повышением скорости и паросодержания режим течения может перейти в кольцевой (рис. 14.5, *б*).

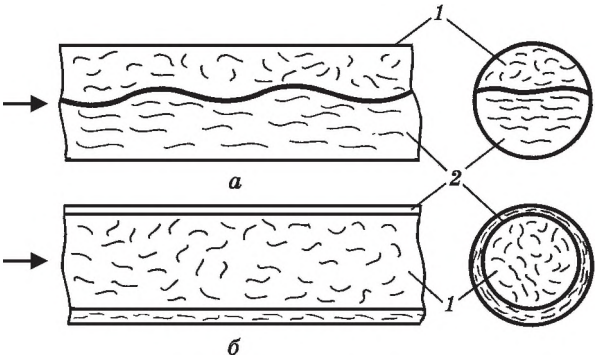


Рис. 14.5. Структура пароводяного потока при кипении жидкости внутри горизонтальной трубы:

расслоенный (*а*) и стержневой (*б*) режимы кипения; *1* — пар; *2* — жидкость

Коэффициент теплоотдачи при пленочном режиме кипения на вертикальной стенке может быть определен из уравнения подобия Кутателадзе

$$\mathrm{Nu} = 0{,}25\left(\mathrm{Ar}_{\text{п}}\,\mathrm{Pr}_{\text{п}}\right)^{1/3}, \qquad (14.54)$$

где $\mathrm{Ar}_{\text{п}} = \dfrac{gl^3}{\nu^2}\left(\dfrac{\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{ж}}}\right)$; $\mathrm{Pr} = \dfrac{\nu_{\text{п}}}{a_{\text{п}}}$.

Уравнение (14.54) справедливо при $\mathrm{Ar}_{\text{п}}\,\mathrm{Pr}_{\text{п}} \geq 2 \cdot 10^7$.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение конвективного теплообмена. Что такое свободная и вынужденная конвекция?
2. Дайте определение теплоотдачи и запишите закон Ньютона. Изложите физический смысл коэффициента теплоотдачи.
3. Запишите выражение дифференциального уравнения теплоотдачи.

4. Изложите суть субстанциональной производной.

5. Приведите дифференциальные уравнения конвективного теплообмена.

6. Дайте определение пограничного слоя. Что такое гидродинамический, тепловой и диффузионный пограничные слои?

7. Запишите уравнение пограничного слоя.

8. Изложите основы теории подобия. Приведите правила подобия физических процессов.

9. Приведите критериальное уравнение в виде функциональной зависимости. Что такое автомодельность?

10. Изложите основы моделирования физических явлений.

11. Запишите критерии Nu, Re, Pr, Pe, Gr, Ar, Fr, Fo и изложите их физический смысл.

12. Приведите примеры критериальных уравнений для случаев вынужденной и свободной конвекции и дайте соответствующие разъяснения.

13. Изложите особенности компьютерного метода расчета процессов теплообмена.

14. В чем состоят особенности пленочной и капельной конденсации пара? Приведите схемы смачиваемой и несмачиваемой поверхностей и дайте соответствующие разъяснения.

15. Какова структура термического сопротивления от пара к стенке в процессе конденсации?

16. Дайте общую характеристику теплообмена при кипении жидкости.

17. Что такое кризис теплообмена при кипении жидкости, первое и второе критические значения удельного теплового потока при кипении?

18. Охарактеризуйте переход от пузырькового кипения к пленочному.

19. Приведите уравнение подобия процесса теплоотдачи при пленочном режиме кипения на вертикальной стенке.

15. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН

15.1. Основные понятия и определения

Тепловое излучение — сложный процесс, связанный с тем, что по крайней мере дважды происходит преобразование энергии: сначала переход тепловой энергии в излучение электромагнитных волн, затем движение волн и, наконец, поглощение электромагнитных колебаний поглощающей средой или телом.

Охарактеризовать электромагнитные колебания можно длиной волны λ и частотой ν, которые связаны между собой соотношением

$$l\nu = c, \qquad (15.1)$$

где $c = 2{,}998 \cdot 10^8$ м/с — скорость света в вакууме.

Процесс излучения реализуется в виде испускания (или поглощения) системой кванта излучения — фотона. Фотон, обладая волновыми свойствами, проявляется как единое целое, испускается и поглощается целиком, в одном акте, т. е. обладает рядом корпускулярных

свойств. Такая двойственность фотона представляет собой проявление *корпускулярно-волнового дуализма.*

Физические причины существования свободного электромагнитного поля связаны с тем, что изменяющееся во времени электрическое поле E порождает магнитное поле H, а изменяющееся поле H — вихревое электрическое поле. Обе компоненты (E и H), непрерывно изменяясь, возбуждают друг друга.

В процессе излучения электромагнитное поле уносит от источника излучения энергию. Плотность потока энергии этого поля определяется вектором (вектор Пойнтинга), модуль которого равен энергии, переносимой за единицу времени через единицу площади поверхности, перпендикулярной к направлению распространения электромагнитной энергии.

Излучение зависит от температуры. С повышением температуры увеличивается внутренняя энергия тела и, как следствие, его излучение.

Кроме температуры излучение зависит от природы тела, состояния поверхности, а для газов — также от толщины слоя газа и его давления. Большинство твердых и редких тел излучают энергию во всех диапазонах длин волн. Чистые металлы и газы излучают энергию только в определенных интервалах длин волн — так называемое *селективное излучение.*

При умеренных температурах, которые обычно встречаются в технике, излучение отвечает диапазону длин волн от $0{,}8 \cdot 10^{-6}$ до $0{,}8 \cdot 10^{-3}$ м. Они относятся к тепловому (инфракрасному) излучению.

Интегральный лучистый поток, излучаемый за единицу времени из единицы площади поверхности по всем направлениям полусферического простора и по всем длинам волн, называют *поверхностной плотностью потока интегрального излучения или лучеиспускательной способностью тела* (E, Вт/м^2).

Отношение плотности потока излучения, которое испускается в бесконечно маленьком интервале длин волн, к величине этого интервала назвается *спектральной плотностью потока излучения*, Вт/м^3:

$$I_\lambda = dE/d\lambda. \qquad (15.2)$$

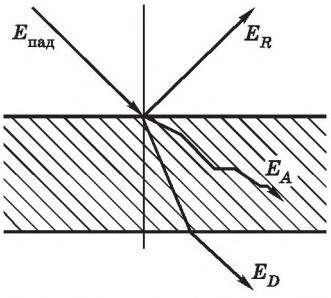


Рис. 15.1. Распределение теплового потока излучения, падающего на тело

В общем случае тело, на которое падает лучистый поток, частично поглощает его, частично отражает и частично пропускает (рис. 15.1). В соответствии с законом сохранения энергии

$$E_{пад} = E_A + E_R + E_D \qquad (15.3)$$

или в безразмерной форме

$$A + R + D = 1, \qquad (15.4)$$

где $A = E_A/E_{пад}$ — поглощательная способ-

ность; $R = E_R/E_{\text{пад}}$ — отражательная способность; $D = E_D/E_{\text{пад}}$ — пропускательная способность тела.

Тело, для которого $A = 1$, $R = D = 0$, называется *абсолютно черным*. Если $R = 1$, $A = D = 0$, то такое тело называется *абсолютно белым*, а если $D = 1$, $A = R = 0$ — *абсолютно проницаемым* или *диатермическим*. Для большей части твердых тел $D = 0$. В дальнейшем все величины, которые относятся к абсолютно черному телу, будут обозначаться индексом 0. Тела, для которых коэффициент поглощения ($0 < A < 1$) и поглощательная способность не зависят от длины падающего излучения, называются *серыми*.

Сумма собственного излучения тела и отраженного им называется *эффективным излучением*:

$$E_{\text{эф}} = E + RE_{\text{пад}}. \qquad (15.4)$$

Разность между собственным излучением E и поглощенным лучистым потоком $E_{\text{погл}} = AE_{\text{пад}}$ называется *результирующим излучением*:

$$E_p = E - AE_{\text{пад}} = E_{\text{эф}} - E_{\text{погл}}. \qquad (15.5)$$

Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называется *лучистым теплообменом*.

15.2. Законы лучистого теплообмена

Закон Планка. Для абсолютно черного тела спектральная плотность потока излучения $I_{0\lambda}$ зависит от длины волны и абсолютной температуры тела:

$$I_{0\lambda} = C_1\lambda^{-5}\left(e^{C_2/(\lambda T)} - 1\right)^{-1}, \qquad (15.6)$$

где $C_1 = 3{,}74 \cdot 10^{-6}$ Вт/м^2, $C_2 = 1{,}439 \cdot 10^{-2}$ м · К — постоянные излучения; T — термодинамическая температура, К; e — основание натурального логарифма.

Приведенные на графике (рис. 15.2) изотермы показывают, что интенсивность излучения очень коротких волн быстро возрастает до максимума, а затем медленно убывает, не достигая нуля при наибольших длинах волн, еще соответствующих тепловому излучению.

Обращают на себя внимание два возможных случая: $\lambda T \gg C_2$ и $\lambda T \ll C_2$.

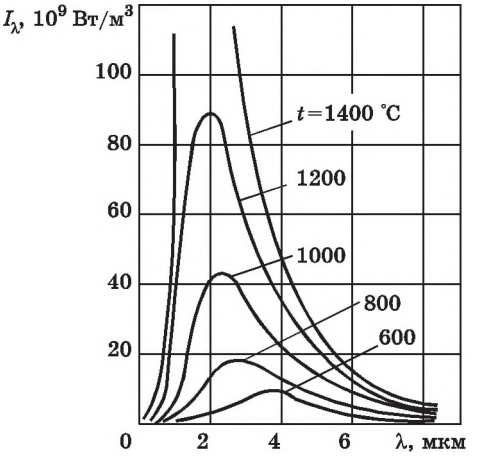


Рис. 15.2. Графическое представление закона Планка

Когда $\lambda T \gg C_2$, соотношение $C_2/(\lambda T) \ll 1$. В этом случае зависимость, выражающая закон Планка, переходит в формулу закона Релея — Джинса

$$I_{0\lambda} = \frac{C_1}{C_2}\lambda^{-\varphi}T. \qquad (15.7)$$

Когда $\lambda T \ll C_2$, значение соотношения $\exp\frac{C_2}{\lambda T}$ велико и зависимость (15.5) переходит в уравнение закона Вина

$$I_{0\lambda} = C_1\lambda^{-5}\exp\left(-\frac{C_2}{\lambda T}\right). \qquad (15.8)$$

Закон Вина. Произведение длины волны λ_{max}, при которой достигается максимальное значение спектральной плотности излучения $I_{0\lambda}$, на температуру T — величина постоянная:

$$\lambda_{max}T = 2{,}896 \cdot 10^{-3}. \qquad (15.9)$$

Закон Стефана — Больцмана. Из закона Планка путем интегрирования $I_{0\lambda}$ по длинам волн вытекает, что для абсолютно черного тела

$$E_0 = \sigma_0 T^4, \qquad (15.10)$$

где $\sigma_0 = 5{,}67 \cdot 10^{-8}$ Вт/(м$^2 \cdot$ К^4) — постоянная Стефана — Больцмана (константа излучения абсолютно черного тела).

В технических расчетах закон Стефана — Больцмана обычно записывают в таком виде:

$$E_0 = C_0(T/100)^4, \qquad (15.11)$$

где $C_0 = 5{,}67$ Вт/(м$^2 \cdot$ К^4) — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Для серых тел интенсивность излучения меньше, чем для абсолютно черного тела, и, следовательно, $E < E_0$. Отношение поверхностной плотности потока собственного интегрального излучения E данного тела к поверхностной плотности потока интегрального излучения E_0 абсолютно черного тела при той же температуре называют *степенью черноты тела*:

$$\varepsilon = E/E_0, \qquad (15.12)$$

где $\varepsilon < 1$.

Плотность потока излучения E находят по уравнению

$$E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0(T/100)^4 = C(T/100)^4, \qquad (15.13)$$

где $C = \varepsilon C_0$ — коэффициент излучения серого тела.

Закон Кирхгофа. Количественная связь между энергиями излучения и поглощения для серого и абсолютно черного тел имеет название закона Кирхгофа.

Рассмотрим лучистый теплообмен между параллельно расположенными плоскими поверхностями серого *1* и абсолютно черного *2* тел

(рис. 15.3). Серое и черное тела имеют соответственно температуры T и T_0. Примем, что $T > T_0$. Плотность результирующего потока теплоты от серого тела к черному

$$E_р = E - AE_0. \qquad (15.14)$$

При равенстве температур тел, участвующих в лучистом теплообмене ($T = T_0$), $E_р = 0$ и, следовательно, $E = AE_0$, откуда

$$A = E/E_0. \qquad (15.15)$$

С учетом уравнения (15.12)

$$\varepsilon = A. \qquad (15.16)$$

Из закона Кирхгофа следует, что степень черноты тела в состоянии термодинамического равновесия равняется его коэффициенту поглощение. Коэффициент поглощения серого тела не зависит от длины волны падающего излучения, т. е. для серого тела закон Кирхгофа справедлив и для случая, когда излучатель и приемник теплоты имеют разные температуры.

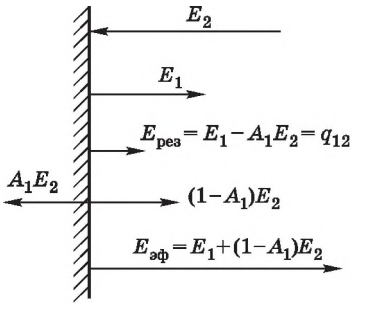


Рис. 15.3. К определению видов теплового изучения

Закон Ламберта. Зависимость распределения энергии излучения, испускаемой абсолютно черным телом, от направления его распространения по отношению к поверхности тела (рис. 15.4), назвается законом Ламберта. Максимальное излучения E_n будет в направлении нормали к поверхности. По остальным направлениям оно меньше и определяется формулой

$$dE_\varphi = E_n \cos\varphi \, d\Omega, \qquad (15.17)$$

где E_φ — плотность потока излучения, соответствующая углу φ; $d\Omega$ — элементарный телесный угол, под которым из данной точки излучаемого тела видна элементарная площадка, воспринимающая излучение; φ — угол между нормалью к излучаемой поверхности и направлением излучения.

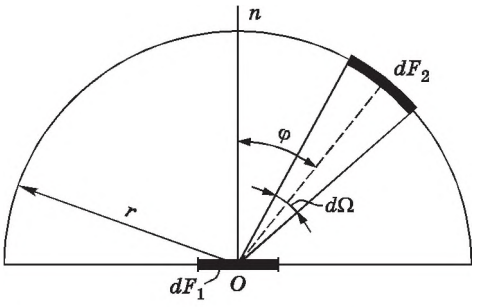


Рис. 15.4. К выводу закона Ламберта

Плотность интегрального полусферического излучения $E = E_n\pi$. В таком случае уравнения (15.17) примет вид

$$dE_\varphi = (E/\pi) E_n \cos\varphi \, d\Omega, \qquad (15.18)$$

где значение E определяют по формуле (15.13).

15.3. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными диатермической средой

Рассмотрим лучистый теплообмен между серыми непрозрачными телами, которые имеют неограниченные плоские поверхности, обращенные одна к другой. Расчет будем вести относительно единицы площади поверхности (1 м^2) каждого тела. Обозначим через E_1 энергию собственного излучения первого тела на второе, а через E_2 — второго тела на первое. Взаимные излучение и поглощение между телами происходят многократно до бесконечности (рис. 15.5). Эту задачу решают, используя понятие плотности потока результирующего излучения. Каждое из тел характеризуется полным эффективным излучением — соответственно $E_{эф1}$ и $E_{эф2}$:

$$E_{эф1} = E_1 + (1 - A_1)E_{эф2}; \qquad (15.19)$$

$$E_{эф2} = E_2 + (1 - A_2)E_{эф1}, \qquad (15.20)$$

где A_1 и A_2 — коэффициенты поглощения первого и второго тел; $(1 - A_1)E_{эф2}$ и $(1 - A_2)E_{эф1}$ — величины, которые учитывают бесконечную сумму отражений потоков первым и вторым телами.

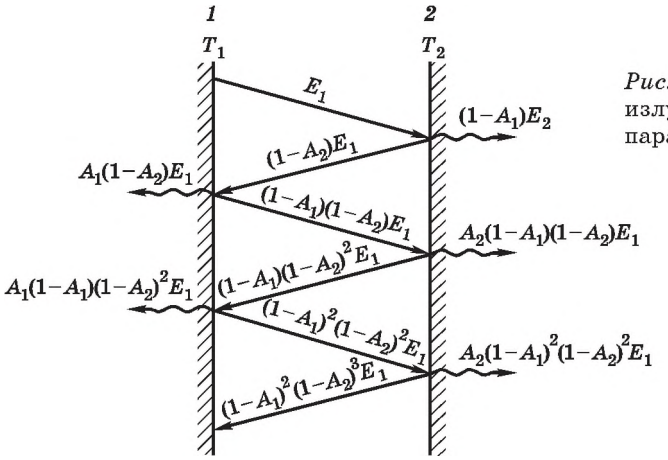


Рис. 15.5. Теплообмен излучением между двумя параллельными телами

Плотность потока результирующего излучения

$$q_{1-2} = E_{эф1} - E_{эф2}. \qquad (15.21)$$

Учитывая уравнения (15.19) и (15.20), будем иметь

$$q_{1-2} = \frac{A_2E_1 - A_1E_2}{A_1 + A_2 - A_1A_2}. \qquad (15.22)$$

Поскольку $E = \varepsilon E_0 = \varepsilon C_0(T/100)^4$ и $\varepsilon = A$, то

$$q_{1-2} = \left(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1\right)^{-1} C_0 \left[\left(T_1/100\right)^4 - \left(T_2/100\right)^4\right] = \\ = \varepsilon_{\text{пр}} \left[\left(T_1/100\right)^4 - \left(T_2/100\right)^4\right], \qquad (15.23)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}} = \left(1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1\right)^{-1}$ — приведенная степень черноты системы тел.

15.4. Теплообмен излучением между телом и оболочкой

Лучистый теплообмен между телом и окружающей его оболочкой имеет место во многих технических объектах. Примером может служить лучистый теплообмен между животными и внутренними поверхностями ограждающих конструкций фермы.

Рассмотрим два тела, одно из которых находится в полости другого (рис. 15.6). Площади их соответственно F_1 и F_2, температуры — T_1 и T_2, коэффициенты поглощения $A_1 = \varepsilon_1$ и $A_2 = \varepsilon_2$. При этом $T_1 > T_2$.

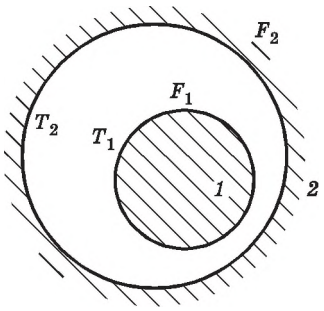


Рис. 15.6. Теплообмен излучением между телом и оболочкой

Эффективные полные потоки излучения

$$E_{\text{эф}1} F_1 = Q_1 \left(1 - \frac{1}{A_1}\right) + \frac{E_1}{A_1} F_1; \qquad (15.24)$$

$$E_{\text{эф}2} F_2 = Q_2 \left(1 - \frac{1}{A_2}\right) + \frac{E_2}{A_2} F_2. \qquad (15.25)$$

В соответствии с условием взаимности $Q_1 = Q_2$; $\varphi_{12} = 1$, так как энергия, излучаемая телом *1*, полностью поглощается телом *2*. В этом случае $\varphi_{12} F_1 = \varphi_{21} F_2$, откуда $\varphi_{21} = F_1/F_2$.

Используя выражение (15.4) для эффективного излучения, можно записать

$$Q_1 = \left(E_{\text{эф}1} - E_{\text{эф}2}\right) F_1, \qquad (15.26)$$

откуда, учитывая отношения (15.24) и (15.25),

$$Q_1 = \left(\frac{E_1}{A_1} - \frac{E_2}{A_2}\right) F_1 \Bigg/ \left[\frac{1}{A_1} + \left(\frac{1}{A_2} - 1\right)\frac{F_1}{F_2}\right]. \qquad (15.27)$$

На основании закона Стефана — Больцмана можно записать

$$E_1 = \sigma_0 \varepsilon_1 T_1^4; \quad E_2 = \sigma_0 \varepsilon_2 T_2^4.$$

Тогда при $A_i = \varepsilon_1$ будем иметь

$$Q_1 = \tau_0 \left(T_1^4 - T_2^4\right) F_1 \Bigg/ \left[\frac{1}{\varepsilon_1} + \left(\frac{1}{\varepsilon_2} - 1\right)\frac{F_1}{F_2}\right]. \qquad (15.28)$$

В расчетах пользуются приведенной степенью черноты

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_2 - 1}. \qquad (15.29)$$

15.5. Теплообмен излучением между произвольно расположенными элементами поверхности нагрева

Рассмотрим случай теплообмена излучением между двумя телами, произвольно расположенными в пространстве (рис. 15.7). В соответствии с законом Ламберта от элементарной площадки dF_1 на поверхности первого тела на элементарную площадку dF_2 на поверхности второго тела поступает поток излучения

$$d^2Q_{1\to 2} = (E/\pi)\cos\varphi_1\, d\Omega_1\, dF_1. \qquad (15.30)$$

Аналогично от площадки dF_2 на площадку dF_1 поступает поток излучения

$$d^2Q_{2\to 1} = (E_2/\pi)\cos\varphi_2\, d\Omega_2\, dF_2. \qquad (15.31)$$

Телесные углы $d\Omega_1$ и $d\Omega_2$ определим соответственно из уравнений:

$$d\Omega_1 = dF_2\cos\varphi_1/r^2,$$

$$d\Omega_2 = dF_1\cos\varphi_1/r^2,$$

где r — растояние между площадками.

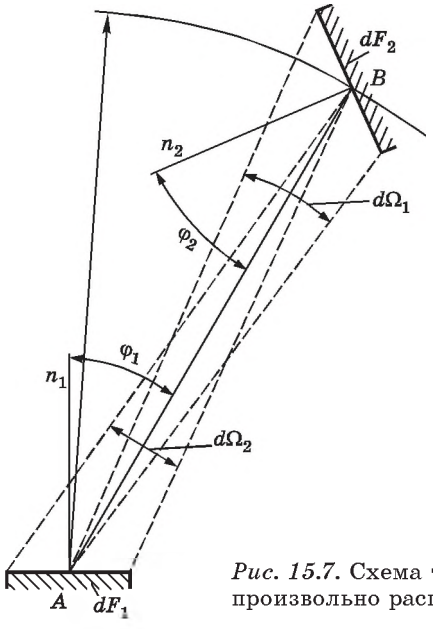


Рис. 15.7. Схема теплообмена излучением между двумя телами, произвольно расположенными в пространстве

Результирующий поток излучения между телами

$$d^2Q_{1\text{-}2} = d^2Q_{1\to 2} - d^2Q_{2\to 1} = [(E_1 - E_2)/(\pi r^2)]\cos\varphi_1\cos\varphi_2 dF_1\, dF_2. \qquad (15.32)$$

После интегрирования получим

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right] \iint\limits_{F_1 F_2} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2 \qquad (15.33)$$

или

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \varphi_{1,2} F_1 \left[(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \right], \qquad (15.34)$$

где $\varphi_{1,2} = \dfrac{1}{F_1}\iint\limits_{F_1F_2}\dfrac{\cos\varphi_1\cos\varphi_2}{\pi r^2}dF_1dF_2$ — *коэффициент облучения.*

Из последнего выражения следует, что коэффициент $\varphi_{1,2}$ зависит от расположения тел в пространстве, расстояния между ними, а также от поверхности этих тел.

Аналогично можно получить расчетные уравнения для Q_{2-1} и $\varphi_{2,1}$, при этом $\varphi_{1,2}F_1 = \varphi_{2,1}F_2$. Значения коэффициента облучения определяют аналитически или экспериментально. Для большинства случаев, которые встречаются на практике, значения коэффициента облучения приводят в справочниках по теплотехнике. Приведенную степень черноты $\varepsilon_{пр}$ без особой погрешности можно принять равной $\varepsilon_1\varepsilon_2$.

Рассмотрим методы изменения интенсивности лучистого теплообмена. Из уравнения (15.28) вытекает, что интенсификация лучистого теплообмена может быть достигнута повышением температуры излучаемого тела T_1, степени черноты воспринимающих тел, а также увеличением коэффициента $\varphi_{1,2}$, применением соответствующего расположения тел.

Для уменьшения лучистого теплообмена между телами устанавливают экраны. Например, в сооружениях защищенного грунта листва растений играет роль экранов, уменьшая теплообмен между грунтом и внутренней поверхностью ограждения.

Рассмотрим две неограниченные плоскопараллельные поверхности, температуры которых соответственно T_1 и T_2, причем $T_1 > T_2$. Между ними находится экран, температура которого $T_э$ неизвестна. Предположим, что термическим сопротивлением экрана можно пренебречь. Кроме того, примем, что коэффициенты излучения тел одинаковые. Вследствие стационарности процесса поток излучения от поверхности *1* к экрану равняется потоку излучения от экрана к поверхности *2*:

$$q_э = \varepsilon_{пр}C_0\left[\left(T_1/100\right)^4 - \left(T_э/100\right)^4\right] = \varepsilon_{пр}\left[\left(T_э/100\right)^4 - \left(T_2/100\right)^4\right], \qquad (15.35)$$

откуда

$$T_э^4 = \left(T_1^4 - T_2^4\right)/2.$$

Искомый поток лучистой энергии при наличии экрана

$$q_э = 0,5\varepsilon_{пр}C_0\left[\left(T_1/100\right)^4 - \left(T_2/100\right)^4\right], \qquad (15.36)$$

откуда

$$q_э = q_{1,2}/2, \qquad (15.37)$$

т. е. при наличии одного экрана поток излучения от тела *1* к телу *2* уменьшается в два раза. При наличии n экранов он уменьшается в $(n + 1)$ раз.

15.6. Коэффициент теплообмена излучением

Плотность теплового потока, передаваемого излучением от тела *1* к телу *2*,

$$q_{1,2} = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} \left(T_1^4 - T_2^4 \right) \varphi_{1,2}. \qquad (15.38)$$

Запишем выражение для определения коэффициента теплообмена

$$\alpha = q_{1,2} (T_1 - T_2). \qquad (15.39)$$

Из уравнений (15.37) и (15.38) следует, что

$$\alpha = \sigma_0 \varepsilon_{\text{пр}} \varphi_{1,2} \left(T_1^4 - T_2^4 \right) \Big/ \left(T_1 - T_2 \right). \qquad (15.40)$$

15.7. Излучение газов. Теплообмен излучением между газом и оболочкой

Для таких газов, как O_2, H_2, N_2 и других подобных, а также для одноатомных частиц тепловое излучение, т. е. испускание или поглощение электромагнитных волн, возможно только при электронных переходах. Соответствующее этим переходам излучение возможно только при высоких температурах, измеряемых тысячами градусами. Поэтому эти газы в технологических расчетах принимаются диатермическими. В расчетах процессов излучения учитываются многоатомные газы с несимметричными молекулами — углекислота, водяной пар, аммиак, углеводород и пр.

В отличие от твердых и жидких тел в излучении газов участвуют все микрочастицы газа, т. е. это излучение имеет объемный характер. Поэтому поглощательная способность газа зависит от плотности и толщины слоя газа.

Излучение газов имеет селективный характер. Здесь различают *спектральные* (монохроматические) характеристики излучения (относящиеся к излучению, заключенному в бесконечно малом интервале частот от ν до $\nu + d\nu$) и *полные* (интегральные характеристики, относящиеся ко всему диапазону частот).

Поглощательная способность газа зависит от состояния газа, в том числе и от его температуры. Полные излучательные характеристики газового объема всегда значительно меньше их значения для черного тела. Так, предельная полная степень черноты водяного пара при температуре 100 °С равна 0,6, а углекислого газа — около 0,3.

При невысоких давлениях, которые чаще всего имеют место в технических устройствах сельскохозяйственного назначения, поглощение лучистой энергии в газах подчиняется закону Бэра, в соответствии с которым коэффициент поглощения при данной температуре пропорционален парциальному давлению поглощающего газа. Поэтому степень

черноты газов выражается зависимостью $\varepsilon_г = f(pl_{эф}, T)$, где p — парциальное давление газа; $l_{эф}$ — длина луча в газовом объеме; T — температура.

Практический интерес представляет лучистый теплообмен между газом и оболочкой (например, между воздухом в помещении и стенами). Этот теплообмен излучением может быть представлен как результат многократных поглощений и отражений стенкой лучистого потока и многократных поглощений и пропусканий газом потоков от стены.

В расчетной практике результирующий лучистый теплообмен между газовым объемом и окружающей его оболочкой определяют по формуле

$$q = \varepsilon'_{ст}\sigma_0\left(\varepsilon_г T_г^4 - A_г T_{ст}^4\right). \qquad (15.41)$$

В уравнении (15.41) эффективная степень черноты стенки

$$\varepsilon'_{ст} = \frac{\varepsilon_{ст}}{1-(1-\varepsilon_{ст})(1-A_г)}. \qquad (15.42)$$

Для практических расчетов чаще применяют более простое выражение

$$\varepsilon'_{ст} = (\varepsilon_{ст} + 1)/2. \qquad (15.43)$$

При малой степени черноты лучевоспринимающей поверхности расчеты, основанные на формуле (15.43), могут привести к существенной ошибке.

15.8. Сложный теплообмен

Сложным, или *комбинированным*, *теплообменом* называют совокупность одновременно протекающих процессов теплопроводности, конвективного переноса и теплового излучения. Система уравнений, описывающая сложный теплообмен, включает зависимости для каждого из совместно участвующих видов теплообмена, решение которых представляет существенные сложности. На практике расчет сложного теплообмена основывается на введении понятия эффективных коэффициентов теплообмена, учитывая совокупность одновременно протекающих процессов. Так, при одновременном протекании процессов теплопроводности и теплового излучения пользуются понятием *эффективной передачи теплоты*

$$\lambda_{эф} = \lambda + \lambda_р. \qquad (15.44)$$

Аналогично при совместной передаче теплоты конвекцией и тепловым излучением

$$\alpha_{эф} = \alpha_к + \alpha_р. \qquad (15.45)$$

В уравнениях (15.44) и (15.45) $\alpha_р$ и $\lambda_р$ — радиационные коэффициенты соответственно теплопроводности и теплоотдачи.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся способы сложного теплообмена.

Конвективно-радиационный теплообмен нередко встречается на практике. Особое значение он приобретает в высокотемпературных теплообменных устройствах. В практических расчетах обычно исходят из предположения о независимости конвективного и лучистого потоков. При этом используют понятие эффективного коэффициента теплоотдачи $\alpha_{эф}$, т. е. уравнение (15.45).

Радиационно-кондуктивный теплообмен — передача теплоты от одной твердой поверхности к другой через неподвижную среду как излучением, так и теплопроводностью. Задача теплообмена характеризуется рядом безразмерных параметров: степенью черноты твердых поверхностей $\varepsilon_{ст1}$ и $\varepsilon_{ст2}$, относительной температурой поверхности с более низкой температурой $\theta_2 = T_2/T_1$; характерной оптической толщиной слоя среды KL и параметром $N = \lambda\alpha/(4\sigma T_1^3)$.

По значению параметра N можно судить об интенсивности передачи теплоты теплопроводностью или излучением. При $N \to 0$ теплота переносится только излучением, при $N \to \infty$ — только теплопроводностью.

Если оптическая толщина слоя очень мала ($KL \to 0$), то излучение не поглощается в среде и переносится от одной поверхности к другой, как в диатермической (прозрачной) среде.

Если оптическая толщина слоя очень велика ($KL \to \infty$), то радиационные потоки поверхности распространяются не на всю глубину слоя среды и полный поток состоит из радиационного и кондуктивного потоков.

В тех случаях, когда оптическая толщина слоя имеет конечное значение, суммарный тепловой поток не может быть определен суммированием кондуктивного и радиационного потоков. В конкретных условиях задачи необходима своя математическая формулировка ее и, следовательно, свое решение.

Контрольные вопросы и задания

1. Как осуществляется лучистый теплообмен между телами?
2. Укажите основные особенности теплового излучения и приведите физическое обоснование свободного электромагнитного поля при излучении.
3. Что называют поверхностной плотностью потока излучения?
4. Дайте определение поглощательной, отражательной и пропускательной способности тела. Что такое эффективное и результирующее излучение?
5. Сформулируйте законы Планка и Вина. Укажите на зависимость между ними.
6. Сформулируйте закон Стефана — Больцмана для абсолютно черных и для серых тел. Что такое степень черноты тела?
7. Сформулируйте закон Кирхгофа. Какова связь степени черноты с коэффициентом поглощения?
8. Приведите закон Ламберта и дайте соответствующие разъяснения.

9. Рассмотрите теплообмен излучением между твердыми плоскими телами. Приведите схему расчета.

10. Проанализируйте процесс лучистого теплообмена между телом и оболочкой. Как при этом записывается расчетное уравнение для теплового потока? Чему равняется степень черноты?

11. Рассмотрите теплообмен излучением между произвольно расположенными поверхностями нагрева. Приведите расчетное выражение для результирующего потока излучения от одного тела к другому.

12. Дайте определение коэффициента облученности.

13. Как определяется значение потока лучистой энергии при наличии экрана?

14. Приведите выражение для коэффициента теплообмена излучением.

15. Изложите общие сведения об излучении газов.

16. Приведите выражение степени черноты газов и дайте соответствующие разъяснения.

17. Изложите основные положения лучистого теплообмена между газом и оболочкой. Приведите расчетное уравнение. Чему равна степень черноты стенки?

18. Дайте общую характеристику сложного теплообмена и укажите методы его решения.

19. Каковы особенности конвективно-радиационного и радиационно-кондуктивного теплообмена?

16. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

16.1. Классификация теплообменных аппаратов

Теплообменным аппаратом называют устройство, в котором осуществляется теплообмен между двумя или несколькими теплоносителями или между теплоносителями и твердыми телами (стенкой, насадкой). В частном случае роль теплоносителей и твердых тел, которые принимают участие в теплообмене, может выполнять и среда, окружающая аппарат.

Теплообменные аппараты можно классифицировать по принципу действия, назначению, способу организации движения теплоносителей и по другим признакам.

Смесительные теплообменные аппараты. В этих теплообменниках теплопередача происходит при непосредственном смешении теплоносителей. Эти аппараты простые, компактные и используются в том случае, если не понадобится дальнейшее деление теплоносителей (например, нагрев воды водным паром или горячей водой). Так, в системе водяного отопления домов горячую воду с котельной или от ТЭЦ смешивают с охлажденной обратной водой, которая возвращается от потребителя.

Рекуперативные теплообменные аппараты. У этого вида теплообменников теплота передается от горячего теплоносителя к холодному через разделяющую их стенку.

На рис. 16.1 приведены схемы тепловых потоков в рекуперативном и регенеративном теплообменных аппаратах. Течение двух теплоносителей (I и II) в рекуператоре сравнивается с их поочередным течением в регенераторе.

Простейшим рекуперативным теплообменником является *теплообменник типа «труба в трубе»* (рис. 16.1, *а*). Поверхностью теплообмена в нем является боковая поверхность внутренней трубы. Преимущество аппарата — простота конструкции, недостаток — громоздкость при больших поверхностях теплообмена, поэтому аппарат применяют при небольших поверхностях теплообмена.

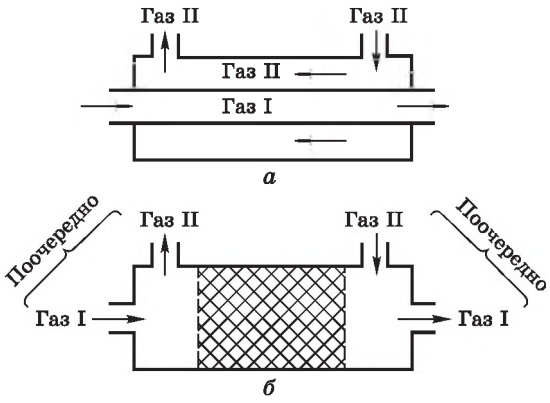


Рис. 16.1. Сравнительная схема рекуперативного (*а*) и регенеративного (*б*) теплообменных аппаратов

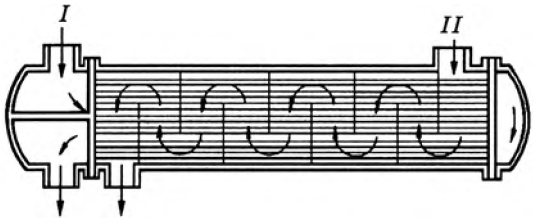


Рис. 16.2. Схема кожухотрубного теплообменного аппарата

Дальнейшим развитием теплообменника «труба в трубе» стал *кожухотрубный теплообменный аппарат* (рис. 16.2), который также относится к группе рекуперативных. Во внешнюю трубу (кожух) помещена уже не одна труба, а пучок труб маленького диаметра, концы которых герметически (с помощью сваривания или вальцовки) закреплены в трубной решетке (досках). Трубные решетки приварены к корпусу аппарата (кожухового), и к ним через уплотнительные прокладки с помощью болтов присоединены крышки. Теплообменник имеет штуцеры для входа и выхода теплоносителей, один из которых двигается по межтрубному пространству, а другой — по трубам. Преимущество аппарата — компактность, возможность развивать большие поверхности теплообмена в одном аппарате, удобство в эксплуатации, технологичность в изготовлении. Недостаток — осложненное очищение межтрубного пространства. Кожухотрубный теплообменник — наиболее распространенный тип теплообменного аппарата.

В последние годы широкое применение получили *пластинчатые рекуперативные теплообменники*, которые отличаются компактностью, низким гидравлическим сопротивлением и удобством очищения поверхностей теплообмена. Удельная поверхность теплообмена пластинчатых теплообменников достигает 1500 $м^2/м^3$. Расположенные параллельно пластины образуют систему волнистых каналов шириной

3...6 мм, по которым с обеих сторон каждой пластины двигаются теплоносители. Гофрировка пластин создает интенсивную турбулизацию потоков, что обеспечивает высокие коэффициенты теплопередачи (до 3800 Вт/(м^2 · К)).

Регенеративные теплообменные аппараты. В этих теплообменниках (рис. 16.1, *б*) горячий и холодный теплоносители поочередно омывают одну и ту же теплообменную поверхность. В период контакта с горячим теплоносителем теплоаккумулирующая насадка разогревается, в период контакта с холодным теплоносителем — отдает ему аккумулированную теплоту.

Теплообменные аппараты с промежуточным теплоносителем. У этого вида теплообменников горячий теплоноситель отдает теплоту некоторому промежуточному теплоносителю (жидкости или твердому зернистому материалу), а тот, в свою очередь, — холодному теплоносителю. Этот способ теплообмена используется в том случае, когда нецелесообразно транспортировать горячий теплоноситель на большие расстояния или когда недопустим непосредственный контакт горячего и холодного теплоносителей.

Теплообменные аппараты с внутренними источниками теплоты. В этих теплообменниках холодный теплоноситель нагревается не путем контакта с горячим теплоносителем, а с помощью тепловыделения в самом аппарате — за счет действия электронагревателя либо генератора токов высокой или сверхвысокой частоты.

16.2. Метод расчета рекуперативных теплообменных аппаратов

Различают прямой (конструктивный) и обратный (проверочный) расчеты теплообменника. При конструктивном расчете обычно известны: расход нагреваемого теплоносителя, начальная и конечная температуры обоих теплоносителей. В процессе расчета выбирают тип теплообменника и определяют его тепловую мощность, расход горячего теплоносителя и площадь поверхности теплообмена, по которой устанавливают габаритные размеры аппарата. При проверочном расчете известны тип и размеры теплообменника, а следовательно, и поверхность теплообмена, расходы теплоносителей, их начальная температура, удельные теплоемкости и коэффициент теплопередачи. Нужно определить тепловую мощность аппарата и конечную температуру теплоносителей, т. е. проверить применимость имеющегося теплообменника для конкретных условий.

Рассмотрим расчетные зависимости для конструктивного расчета теплообменника при стационарном режиме. Тепловой поток, получаемый холодным теплоносителем, определяется через разность энтальпий на входе и выходе аппарата, Вт:

$$Q = m_2 c_{p2}(t_{2к} - t_{2н}) = m_2(h_{2к} - h_{2н}), \qquad (16.1)$$

где m_2 — массовый расход холодного теплоносителя, кг/с; c_{p2} — его

средняя удельная теплоемкость в интервале температур $t_{2к}...t_{2н}$, Дж/(кг · К); $t_{2к}$, $t_{2н}$; $h_{2к}$, $h_{2н}$ — температуры, К, и энтальпии, Дж/кг, холодного теплоносителя на входе в аппарат и на выходе из него.

Общий тепловой поток, переданный горячим теплоносителем (с учетом теплопотерь в окружающую среду), Вт,

$$Q_0 = KQ, \tag{16.2}$$

где K = 1,05-1,12 — коэффициент, который учитывает теплопотери в окружающую среду.

Считая агрегатное состояние теплоносителя постоянным, расход его находим по уравнению теплового баланса

$$Q = m_1 c_{p1}(t_{1к} - t_{1н}) = m_1(h_{1к} - h_{1н}), \tag{16.3}$$

откуда

$$m_1 = \frac{Q_0}{c_{p1}(t_{1н} - t_{1к})}. \tag{16.4}$$

Зная тепловой поток Q_0, по уравнению (16.4) можно рассчитать расход теплоносителя m_1, кг/с, необходимый для передачи теплового потока Q_0.

Поверхность теплообмена F, необходимую для передачи теплового потока Q от горячего теплоносителя к холодному, определяем из уравнения теплопередачи. В общем случае коэффициент теплопередачи k и разность температур теплоносителей $(t_1 - t_2)$ изменяются вдоль поверхности теплообмена, поэтому уравнение справедливо только для элемента поверхности dF:

$$dQ = k(t_1 - t_2)dF = k\Delta t\, dF. \tag{16.5}$$

Чтобы получить выражение для всего теплового потока, проинтегрируем уравнение (16.5) от 0 до F:

$$Q = \int_0^F k\Delta t\, dF = k\int_0^F \Delta t\, dF = \bar{k}\Delta\bar{t}F, \tag{16.6}$$

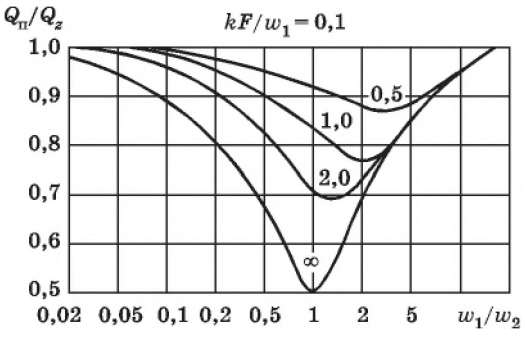


Рис. 16.3. Сравнение показателей теплообмена при прямотоке и противотоке

где $\bar{k}$, $\Delta\bar{t}$ — средние значения коэффициента теплопередачи и разности температур теплоносителей по всей поверхности теплообмена, Вт/(м^2 · К) и К соответственно.

Характер изменения разности температур по поверхности теплообмена зависит от схемы движения теплоносителей: прямоток, противоток, перекрестный ток, смешанный ток (рис. 16.3).

Для сопоставления показателей противотока и прямотока следует сравнить количества переданной теплоты при равенстве других условий. На рис. 16.3 показана зависимость $Q_п/Q_z = f(w_1/w_2,\ k/w_1)$, где $Q_п$ и Q_z — переданная теплота соответственно при прямотоке и противотоке; w_1 и w_2 — скорости горячего и холодного теплоносителей.

Анализ приведенных графических зависимостей показывает, что схемы практически равноценны при двух условиях: 1) $(w_1/w_2) < 0{,}05$ или $(w_1/w_2) > 10$; 2) $k/w_1 = 0{,}1$. В других случаях при равных температурах теплоносителей на входе и заданных отношениях w_1/w_2 и k/w_1, $Q_z > Q_п$. Можно сделать вывод, что если нет ограничений конструктивного характера, то следует отдавать предпочтение противотоку. При этом надо принимать во внимание, что элементы конструкции теплообменника при противотоке работают в более трудных температурных условиях.

При конструктивном расчете теплообменника поверхность теплообмена определяем из уравнения (16.6):

$$F = Q/(\bar{k}\,\overline{\Delta t}). \qquad (16.7)$$

Для расчета теплообменника по уравнению (16.7) необходимо знать среднюю разность температур $\overline{\Delta t}$. На рис. 16.4 показано изменение текущей разности температур $\Delta t = t_1 - t_2$ (температурного перепада) по поверхности теплообмена для случаев прямотока и противотока.

Количественный анализ прямоточной и противоточной схем показывает, что при одинаковых начальных условиях противоточная схема позволяет нагреть холодный теплоноситель до более высокой температуры, чем прямоточная (при прямотоке, как видно из рис. 16.4,

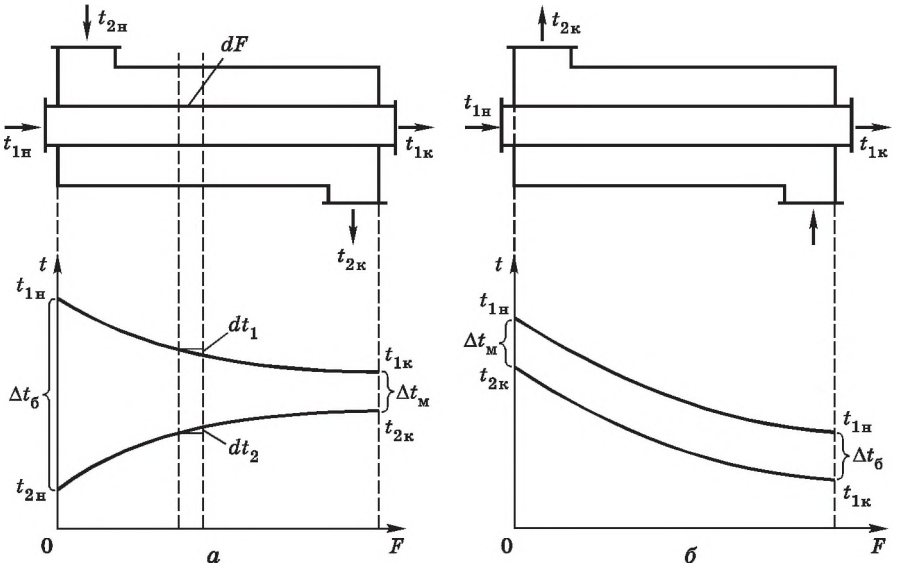


Рис. 16.4. Характер изменения температур рабочих жидкостей при прямотоке (*а*) и противотоке (*б*)

конечная температура холодного теплоносителя не может быть выше конечной температуры горячего теплоносителя). Кроме того, средняя разность температур при противотоке выше, чем при прямотоке, что обуславливает меньшую необходимую поверхность теплообмена и, следовательно, более компактный теплообменник. Прямоточная схема, однако, обеспечивает более мягкий режим нагревания, что существенно для термолабильных продуктов. На практике чаще используется противоточная схема движения теплоносителей.

Определим зависимости для расчета средней разности температур различных схем движения теплоносителей, рассмотрев вначале случай прямотока. Выделим элемент поверхности dF, для которого уравнение теплового баланса

$$dQ = -m_1 c_{p1} dt_1 = m_2 c_{p2} dt_2, \qquad (16.8)$$

откуда

$$dt_1 = -dQ/(m_1 c_{p1}) = -dQ/C_1; \qquad (16.9)$$

$$dt_2 = -dQ/(m_2 c_{p2}) = -dQ/C_2, \qquad (16.10)$$

где $C_1 = m_1 c_{p1}$; $C_2 = m_2 c_{p2}$.

Изменение температурного напора на элементе поверхности

$$d\Delta t = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -dQ/C_1 - dQ/C_2 = -b dQ, \qquad (16.11)$$

где $b = 1/C_1 + 1/C_2$; $\Delta t = t_1 - t_2$.

Подставляя dQ из уравнения теплопередачи (16.5), перепишем (16.11) в виде

$$d\Delta t = -bk\Delta t\, dF. \qquad (16.12)$$

Разделим в (16.12) переменные и проинтегрируем полученное выражение в пределах от $\Delta t_н$ до $\Delta t_к$ ($\Delta t_н$ — температурный напор в начале поверхности теплообмена, $\Delta t_к$ — в конце) и от 0 до F:

$$\int_{\Delta t_н}^{\Delta t_к} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = -bk\int_0^F dF;$$

$$\ln\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = bkF,$$

$$b = \frac{1}{kF}\ln\frac{\Delta t_н}{\Delta t_к}. \qquad (16.13)$$

Проинтегрируем теперь уравнение (16.11) в границах от $\Delta t_н$ до $\Delta t_к$ и от 0 до Q:

$$\int_{\Delta t_н}^{\Delta t_к} d\Delta t = -b\int_0^Q dQ,$$

откуда

$$Q = \frac{1}{b}\left(\Delta t_{н} - \Delta t_{к}\right). \qquad (16.14)$$

Подставляя (16.13) в выражение (16.14), получим

$$Q = kF\frac{\Delta t_{н} - \Delta t_{к}}{\ln\left(\Delta t_{н}/\Delta t_{к}\right)}. \qquad (16.15)$$

Сопоставление уравнений (16.6) и (16.15) показывает, что при прямоточной схеме средняя разность температур теплоносителей должна определяться как среднелогарифмическое значение их в начале и в конце поверхности теплообмена:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{н} - \Delta t_{к}}{\ln\left(\Delta t_{н}/\Delta t_{к}\right)}. \qquad (16.16)$$

Аналогичными выкладками можно показать, что формула (16.16) справедлива и для случаев противотока. При перекрестном и смешанном движениях теплоносителей средняя разность температур определяется так же, как для противотока с учетом поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ на конкретную схему движения теплоносителей:

$$\Delta t = \Delta\bar{t}_{z}\varepsilon_{\Delta t}. \qquad (16.17)$$

Процедура проверочного расчета является более громоздкой, чем конструктивного расчета, так как отсутствие информации о конечных температурах теплоносителей не позволяет сразу точно задать значение физических параметров теплоносителей (вязкости, теплопроводности, плотности и пр.), выбираемых обычно по их средним температурам в аппарате. Поэтому в данном случае приходится, как правило, прибегать к методу итераций.

16.3. Методы интенсификации теплообмена

Теплообменные аппараты широко используют в различных областях производства, в сельском хозяйстве и в быту. Поэтому проблеме повышения эффективности их работы всегда придавалось немалое значение. Основным направлением решения этой проблемы является интенсификация теплопередачи, что позволяет снизить материалоемкость аппаратов.

Из уравнения теплопередачи следует, что при определенных габаритных размерах и массе теплообменного аппарата тепловую мощность можно увеличить за счет увеличения разности температур или за счет повышения коэффициентов теплопередачи. Первый путь не всегда оказывается приемлемым из технологических соображений, поэтому второй путь является основным.

Для повышения коэффициента теплоотдачи используют метод целенаправленной искусственной турбулизации потока в пристенной области. Это осуществляется накаткой труб и созданием плавно очерченных поперечных выступов внутри них, т. е. поперечных канавок снаружи (рис. 16.5). В результате возникают нестационарные вихревые структуры, которые являются дополнительным средством выработки турбулентности в потоке. Существенно, чтобы эффект от увеличения коэффициента теплопередачи превышал отрицательный результат от увеличения коэффициента сопротивления в трубах с турбулизаторами потока.

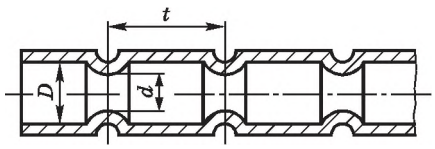


Рис. 16.5. Продольный разрез трубы с поперечными каналами на наружной стороне и плавно очерченными выступами внутри

Опыты показывают, что турбулизация потока может привести к увеличению коэффициента теплоотдачи при кипении жидкости. В пузырьковом режиме кипения при низких паросодержаниях турбулизаторы не дают какого-либо преимущества. При наличии кольцевых потоков, особенно при значительных массовых скоростях, критическая плотность теплового потока благодаря действию турбулизаторов увеличивается.

Второй метод интенсификации теплопередачи заключается в закручивании потока внутри витых труб при их продольном и поперечном омывании. Закрученные ребра на вертикальных трубах способствуют увеличению коэффициента теплообмена при конденсации пара за счет того, что пленка жидкости формируется на коротком участке перед тем как стечь по спиральным выступам. На горизонтальных трубах наличие поперечных ребер способствует отведению пленки и вследствие этого улучшается коэффициент теплообмена.

Для повышения эффективности теплообменных аппаратов применяют поперечное оребрение труб, которое позволяет максимально развить поверхность теплообмена в единице объема и значительно улучшить показатели компактности и удельной металлоемкости. В последние годы предложены новые виды эффективных и технологичных ребристых поверхностей. Так как коэффициент теплообмена для газов при тех же условиях имеет значение на два порядка меньше, чем для жидкости, то рекомендуется оребрение осуществить со стороны газового потока.

Контрольные вопросы и задания

1. Приведите классификацию теплообменных аппаратов и изложите их теплофизические и конструктивные отличительные особенности.
2. Назовите известные виды расчета теплообменных аппаратов. В чем заключается основная задача расчета?

3. Приведите уравнения теплопередачи и теплового баланса для теплообменного аппарата.

4. Напишите формулу для расчета теплового потока в рекуперативных теплообменных аппаратах.

5. Что такое средняя разность температур и как она рассчитывается?

6. Приведите закономерности изменения температур в прямоточных и противоточных теплообменных аппаратах и дайте объяснения.

7. Выполните сравнительный анализ прямоточных и противоточных движений теплоносителя.

8. Изложите основные методы интенсификации процессов теплоотдачи в теплообменных аппаратах.

17. ТЕПЛООБМЕН В ДВУХКОМПОНЕНТНЫХ СРЕДАХ

17.1. Основные сведения и определения

Во многих производственных процессах происходят различные массообменные процессы: сушка, перегонка, абсорбция, адсорбция, экстракция, дистилляция, растворение, кристаллизация, кондиционирование воздуха.

В теории массообмена пользуются рядом определений. *Гомогенной* (от греческого *homogenes* — однородный) называется термодинамическая система, внутри которой нет поверхностей раздела, отделяющих друг от друга макроскопические части системы, различающиеся по своим свойствам и составу. Термодинамическая система, не удовлетворяющая этому условию, называется *гетерогенной* (от греческого *heterogenes* — разнородный). Гомогенными системами являются, например, смеси газов, жидкие и твердые растворы, а также всякое химически однородное тело, находящееся целиком в каком-либо одном агрегатном состоянии. Примерами гетерогенных систем являются тающий лед, влажный пар, многие сплавы и горные породы.

Компонент (от латинского *componentis* — составляющий) — химически индивидуальное вещество, которое может быть выделено из системы.

Фаза — термодинамически равновесное состояние вещества, по физическим свойствам отличающееся от других возможных равновесных состояний. В большинстве случаев фазы пространственно однородны, однако встречаются исключения.

Фазовый переход — переход вещества из одной фазы в другую при изменении внешних условий: температуры, давления, магнитного и электрического полей и т.п. Различают фазовые переходы первого и второго рода.

Фазовые переходы первого рода — широко распространенное в природе явление: испарение и конденсация, плавление и затвердевание,

сублимация и конденсация в твердую фазу. Фазовый переход первого рода сопровождается скачкообразным изменением внутренней энергии и плотности и выделением или поглощением теплоты, называемой *теплотой фазового перехода*.

Для фазового перехода второго рода характерно отсутствие скачков плотности вещества, а теплота перехода равна нулю. Этот переход сопровождается скачкообразным изменением теплоемкости и плотности. Примером фазового перехода второго рода является переход ферромагнитного вещества в парамагнитное.

Химический потенциал представляет собой *функцию состояния*, определяющую изменение термодинамических потенциалов при изменении числа частиц в системе. Химический потенциал μ_i i-го компонента многокомпонентной системы равен частной производной от любого из термодинамических потенциалов по количеству (числу частиц) этого компонента при постоянных значениях остальных термодинамических переменных, определяющих данный термодинамический потенциал. Поэтому в системах с переменным числом частиц (с переменной массой) в выражение для дифференциала термодинамического потенциала следует добавить величину $\Sigma_i \mu_i N_i$, например $dF = -SdT - pdV + \Sigma_i \mu_i N_i$, где F — свободная энергия; S — энтропия; T — температура; V — объем; N_i — число частиц. Химический потенциал был введен Дж. У. Гиббсом при рассмотрении химического равновесия в многокомпонентных системах.

Массообменном называют самопроизвольный необратимый процесс переноса массы компонента в пространстве с неоднородным полем химического потенциала этого компонента. В простейшем случае речь идет о неоднородном поле концентрации или парциальном давлении этого компонента. Перенос массы может осуществляться как в пределах одной фазы, так и из одной фазы в другую.

Массопередачей называют массообмен через поверхность раздела либо проницаемую стенку между двумя веществами или фазами. Поверхность раздела веществ или фаз, участвующих в массообмене, называют *поверхностью массообмена*.

Интенсивность массообмена определяется потоком массы. Под *потоком массы* (J) компонента понимают его массу, проходящую в единицу времени через произвольную поверхность. Поток массы, отнесенный к единице площади поверхности, называют *плотностью потока массы* (j, кг/(м$^2 \cdot$ с)).

Поток массы и плотность потока массы могут быть выражены как в скалярной, так и в векторной форме. *Вектор плотности потока массы* — это вектор, проекция которого на произвольное направление является местной плотностью потока массы, проходящего через площадку, перпендикулярную к выбранному направлению.

Концентрация (от *concentration* — сосредоточение) — величина, определяющая содержание компонента в смеси, растворе, сплаве. Различают долевую концентрацию по массе — процентное отношение массы компонента к общей массе смеси и объемную долевую концентра-

цию — процентное отношение объема компонента к общему объему системы.

Совокупность мгновенных значений концентрации компонента в среде называют *концентрационным полем*: $C = C(x, y, z)$. Оно может быть однородным [$C(x, y, z) = \text{const}$] и неоднородным [$C(x, y, z) = \text{var}$], а также *стационарным* (не изменяющимся во времени) или *нестационарным* (изменяющимся во времени): $C = C(x, y, z, \tau)$. Совокупность точек неоднородного концентрационного поля, имеющих одинаковую концентрацию, образует *концентрационную поверхность*.

Механизм переноса массы аналогичен механизму переноса теплоты. Теплота передается в направлении уменьшения температуры, а масса обычно переносится в направлении уменьшения концентрации. Скорость переноса в обоих случаях определяется разницей движущих потенциалов и соответствующим сопротивлением. Подобно теплообмену массообмен может происходить как молекулярной диффузией, так и конвектирующейся фазой. В неподвижной среде при ее ламинарной диффузии масса переносится вследствие молекулярной диффузии, при турбулентном движении — вихревым потоком.

17.2. Диффузия

Диффузия (от латинского *diffusion* — распространение, растекание) — это взаимное проникновение в смеси веществ вследствие теплового движения их частиц. В неподвижной среде при постоянных температуре и давлении плотность потока массы, вызываемого неоднородным распределением концентрации компонентов в смеси, называют *концентрационной диффузией*. Аналогично теплообмену диффузия, т. е. массообмен, может происходить как молекулярным, так и молярным путем. Концентрационная диффузия за счет молекулярной диффузии определяется законом Фика (рис. 17.1, *а*):

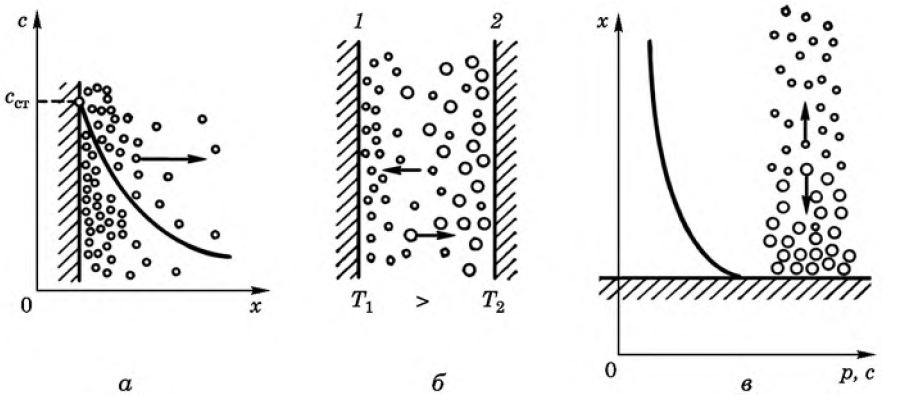


Рис. 17.1. Виды диффузии:

а — концентрационная; *б* — термодиффузия; *в* — бародиффузия

$$j = -D \operatorname{grad} C, \tag{17.1}$$

где j — вектор плотности потока массы, кг/(м$^2 \cdot$ с); D — коэффициент молекулярной диффузии компонента в рассматриваемой среде, м^2/с; C — концентрация данного компонента, кг/м^3.

Под *градиентом концентрации* понимают вектор, направленный по нормали к изоконцентрационной поверхности в сторону возрастания концентрации и численно равный частной производной от концентрации по этому направлению:

$$\operatorname{grad} C = \frac{\partial C}{\partial n} 1\vec{n}, \tag{17.2}$$

где $1\vec{n}$— единичный вектор, направленный по нормали к поверхности в сторону возрастания концентрации.

Коэффициент молекулярной диффузии D определяет количество массы, прошедшей за единицу времени через единицу поверхности, нормальной к вектору диффузионного потока, при градиенте концентрации, равном единице.

Рассмотрим объем V с площадью поверхности F, в среде которого содержится примесь с концентрацией C. Уравнение баланса в этом объеме записывается в виде

$$\int_V \frac{dC}{d\tau} d\nu = \int_V m_V \, d\nu - \int_F j dF. \tag{17.3}$$

Первый член правой части (17.3) отражает появление компонента в объеме, если объемная плотность источника m_V; второй член — поток компонента через поверхность этого объема наружу. Последний интеграл по теореме Гаусса — Остроградского можно заменить интегралом по объему

$$\int_F j \, dF = \int_V \operatorname{div} j \, d\nu,$$

В таком случае уравнение (17.3) записывается следующим образом:

$$\int_V \frac{dC}{d\tau} d\nu = \int_V m_V \, d\nu + \int_V \operatorname{div} \left(D \operatorname{grad} C \right) d\nu, \tag{17.4}$$

откуда следует, что

$$\frac{dC}{d\tau} + \left(w \operatorname{grad} C \right) = \operatorname{div} \left(D \operatorname{grad} C \right) + m_V, \tag{17.5}$$

где w — вектор скорости. Для неподвижной среды ($w = 0$) при отсутствии внутренних источников ($m_V = 0$) и постоянном значении коэффициента диффузии это уравнение запишется в виде

$$\frac{dC}{d\tau} = D \nabla^2 C, \tag{17.6}$$

где ∇^2 — оператор Лапласа.

Таким образом, дифференциальное уравнение диффузии

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D\left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2}\right), \tag{17.7}$$

где x, y, z — декартовы координаты; τ — время.

Интегрирование (17.6) при соответствующих условиях однозначности, отвечающих реальному процессу, дает функцию $C = f(x, y, z, \tau)$.

Если в среде имеется разность температур, то более легкие молекулы стремятся перейти в теплые области, а более тяжелые молекулы — в холодные (эффект Соре). Этот вид диффузии называется *термодиффузией* (рис. 17.1, *б*).

Если в неподвижной среде имеется градиент давления, то тяжелые молекулы переходят в область высокого давления, а легкие — в область пониженного давления. Это вид диффузии называется *бародиффузией* (рис. 17.1, *в*).

17.3. Конвективный массообмен. Массопередача

В движущейся среде вещество переносится не только молекулярной диффузией, но и конвекцией. При перемещении какого-либо объема смеси плотностью ρ со скоростью w происходит перенос потока массы смеси, плотность которого определяется уравнением

$$j = \rho w = \Sigma \rho_i w, \tag{17.8}$$

а для определенного компонента смеси

$$j_i = \rho_i w. \tag{17.9}$$

Следовательно, суммарная плотность потока вещества за счет молекулярного (индекс «м») и конвективного (индекс «к») переноса будет определяться уравнением

$$j_i = j_{\text{м}i} + j_{\text{к}i}. \tag{17.10}$$

Суммарная плотность потока массы, как и ее составляющие, являются векторными величинами.

Массообмен, обусловленный совместным действием конвективного переноса вещества и молекулярной диффузии, называется *конвективным массообменном*. По аналогии с теплоотдачей конвективный массообмен между движущейся середой и поверхностью раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом) называется *массоотдачей*.

Для количественного определения массоотдачи используется уравнение массоотдачи

$$j = \beta(C_{\text{п}} - C_{\text{с}}), \tag{17.11}$$

где j — плотность потока массы от поверхности раздела фаз до ядра

потока (или наоборот), кг/(м^2 · с); $C_п$, $C_с$ — концентрации распределяемого вещества соответственно у поверхности раздела фаз и в ядре потока (среды), кг/м^3.

При выполнении расчетов по уравнению (17.11) разность ($C_п$ – $C_с$) берется по модулю. Коэффициент пропорциональности β называется *коэффициентом массообмена*, м/с. Он равен массе, прошедшей в единицу времени через единицу поверхности контакта фаз при разности концентраций ($C_п$ – $C_с$), равной единице. Следовательно, коэффициент массообмена β является аналогом коэффициента теплообмена α. Величина, обратная коэффициенту массообмена β, называется диффузионным *сопротивлением пограничного слоя*:

$$R_β = 1/β.$$

Практический интерес представляет *массопередача* из одной фазы в другую через поверхность раздела фаз. Из-за различия физико-химических свойств фаз равновесные концентрации распределяемого компонента в фазах при этом различны. Каждой концентрации соответствует своя, равновесная ей концентрация C_{p2}, и наоборот, концентрации C_2 соответствует равновесная ей концентрация C_{p1}. Отсюда следует, что при T = const, p = const и C = var справедливы равновесные зависимости $C_{p1} = f_1(C_2)_{т,р}$ и $C_{p2} = f_2(C_2)_{т,р}$.

Процесс массопередачи описывается *уравнением массопередачи*, в соответствии с которым количество вещества, передаваемого из одной фазы в другую в единицу времени, пропорционально поверхности раздела фаз и разности концентраций (фактической и равновесной), взятой по концентрации распределяемого вещества в другой фазе.

17.5. Дифференциальные уравнения тепломассообмена. Критерии подобия

Рассмотрим систему дифференциальных уравнений конвективного массообмена. Среду полагаем несжимаемой и без источников массы внутри нее. Кроме того, примем, что масса переносится только за счет концентрационной диффузии и конвекции. В приближении теории пограничного слоя имеем:

$$\frac{\partial ρ}{\partial τ} + \frac{\partial (ρ w_x)}{\partial x} + \frac{\partial (ρ w_y)}{\partial y} = 0; \qquad (17.12)$$

— уравнение движения

$$\frac{\partial w_x}{\partial τ} + w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} = -\frac{1}{ρ}\frac{\partial p}{\partial x} + g_x + \frac{\partial}{\partial y}\left(ν \frac{\partial w_x}{\partial y}\right); \qquad (17.13)$$

— уравнение диффузии

$$\frac{\partial C}{\partial τ} + w_x \frac{\partial C}{\partial x} + w_y \frac{\partial C}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y}\left(D \frac{\partial C}{\partial y}\right); \qquad (17.14)$$

— уравнение энергии

$$\rho c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + \rho c_p w_x \frac{\partial t}{\partial x} + \rho c_p w_y \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y}\left(\lambda \frac{\partial t}{\partial y}\right) + \left(c_{p1} - c_{p2}\right) \rho D \frac{\partial C}{\partial y} \frac{\partial t}{\partial y}. \quad (17.15)$$

Если гравитационные силы отсутствуют (или малы), продольные градиенты давления $\partial p/\partial x = 0$, теплофизические свойства принимаются постоянными, то система уравнений будет иметь вид

$$\operatorname{div} \rho w = 0; \quad (17.16)$$

$$\frac{Dw}{d\tau} = \partial \nabla^2 w; \quad (17.17)$$

$$\frac{DC}{d\tau} = D\nabla^2 C; \quad (17.18)$$

$$\frac{Dt}{d\tau} = a\nabla^2 t; \quad (17.19)$$

В этих уравнениях, кроме указанных уже обозначений, приняты еще такие: c_{p1} и c_{p2} — удельные теплоемкости при постоянном давлении компонентов смеси; c_p — среднее значение удельной теплоемкости; ∇^2 — оператор Лапласа.

Принимая во внимание аналогию процессов тепло- и массообмена, можно полагать, что наравне с зависимостью

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}) \quad (17.20)$$

существует зависимость

$$\mathrm{Nu}_m = f(\mathrm{Re}, \mathrm{Pr}_m), \quad (17.21)$$

где $\mathrm{Nu}_m = \beta l/D$ — диффузионное число Нуссельта (это число называют также числом Шервуда — Sh); $\mathrm{Pr}_m = V/D$ — диффузионное число Прандтля (или число Шмидта — Sc).

Число Нуссельта массообменное является аналогом числа Нуссельта теплового: $\mathrm{Nu} = \alpha l/\lambda$, а число Прандтля массообменное — аналогом числа Прандтля теплового: $\mathrm{Pr} = \nu/\alpha$.

Число Nu_m выражает соотношение сопротивлений диффузии пограничного слоя $R_D = l/D$ и массоотдачи $R_\beta = 1/\beta$:

$$\mathrm{Nu}_m = R_D R_\beta.$$

Число Pr_m характеризует физические свойства среды, существенные для массоотдачи. Сопоставляя выражения для чисел Re и Pr_m, получим

$$\mathrm{Re}\,\mathrm{Pr}_m = \frac{wl}{\nu}\frac{\nu}{D} = \frac{wl}{D} = \mathrm{Pe}_m,$$

где Pe_m — число Пекле для массообмена.

Уравнение (17.21), как правило, записывают в форме степенной функции:

$$\mathrm{Nu}_m = C\,\mathrm{Re}^m \mathrm{Pr}_n^n, \qquad (17.22)$$

где C, m, n — опытные константы.

При испарении воды в газ (например, в воздух) уравнение (17.10) можно преобразовать так, чтобы вместо концентраций стояло влагосодержание d:

$$j = \beta\rho(d_\text{п} - d_\text{с}), \qquad (17.23)$$

где β — коэффициент испарения, кг/(м$^2 \cdot$ с); ρ — плотность сухого газа, кг/м^3.

Если рассматривать совместно уравнения движения (17.17), массообмена (17.18) и энергии (17.19), то легко выявить общую форму их. Коэффициенты D, a, ν, входящие в соответствующие уравнения, имеют одну и ту же единицу измерения — квадратный метр в секунду. Для их решении используют те же методы. Совокупность этих трех уравнений называют *тройной аналогией*.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое массообмен, массоотдача, массопередача, концентрационное поле, поверхность массообмена, химический потенциал?
2. Дайте определение потока массы, плотности потока массы.
3. Сформулируйте закон концентрационной диффузии, термодиффузии, бародиффузии.
4. Раскройте физический смысл коэффициента массообмена. Запишите дифференциальное уравнение концентрационной диффузии.
5. Приведите отношения, описывающие конвективный массообмен.
6. В чем состоит тройная аналогия? Укажите на общность и различие уравнений движения, энергии и диффузии.

Как рассчитывают коэффициент массообмена? Каков физический смысл критериев Nu_m и Pr_m?

Раздел третий

ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И СИСТЕМЫ

18. ТОПЛИВО И ОСНОВЫ ГОРЕНИЯ

18.1. Общие сведения

Основной источник энергии, используемой человеком, — топливо (горючее вещество), которое сжигают для получения необходимого количества теплоты (рис. 18.1).

По агрегатному состоянию топливо разделяют на твердое, жидкое и газообразное. Оно может быть органическим и ядерным. В *органическом топливе* теплота выделяется в результате реакций соединения

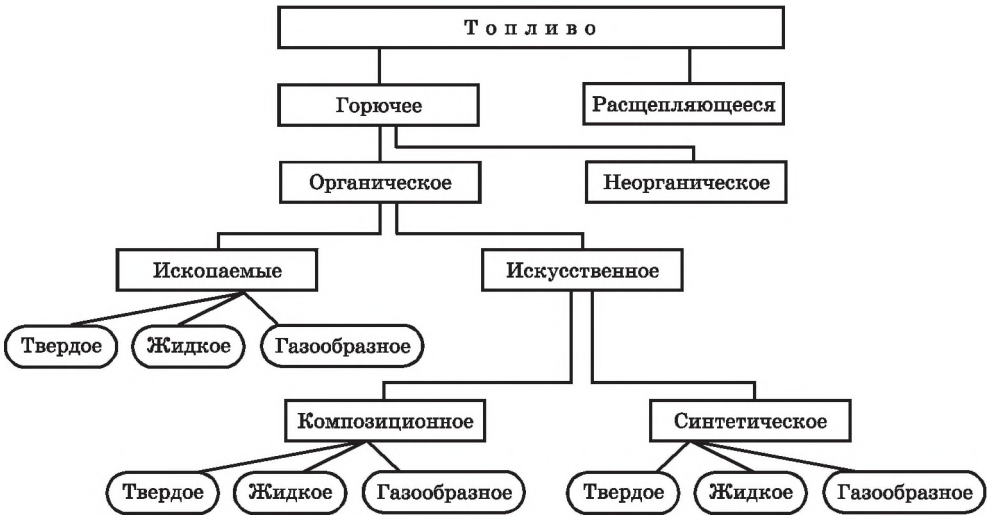


Рис. 18.1. Классификация видов топлива

горючих составляющих с окислителем — кислородом воздуха. В *ядерном топливе* — при реакциях распада атомных ядер некоторых изотопов тяжелых элементов (урана ^{235}U и ^{233}U, плутония ^{239}Pu). Органическое топливо — горючее, ядерное — расщепляемое.

Органическое топливо разделяют на ископаемое природное и искусственное.

Ископаемое природное топливо является продуктом биологических и химических преобразований вещества растений и микроорганизмов, которые существовали миллионы лет тому назад. Оно сконцентрировано в недрах Земли.

Искусственное органическое топливо создано человеком путем соответствующей переработки естественных соединений. Искусственное топливо разделяют на композиционное и синтетическое. Композиционное топливо представляет собой механическую смесь горючих (например, пропан-бутан). Синтетическое топливо — это продукт термохимической переработки горючих веществ, в результате которой они приобретают новые свойства, удовлетворяющие потребителя в большей степени. К синтетическому топливу относят: продукты переработки нефти; жидкое топливо, которое получают из угля; этанол из растительности и т. п.

Для теплоснабжения сельского хозяйства используют в основном природное органическое топливо.

Понятие «топливо» является не только техническим, но и экономическим и экологическим, поскольку в каждом конкретном случае его использование может быть эффективным. Причем при сжигании топлива необходимо стремиться как можно меньше загрязнять окружающую среду.

Классификация топлива основных видов по его происхождению и агрегатному состоянию приведена в табл. 18.1.

Таблица 18.1.

Основные виды топлива

Агрегатное состояние топлива	Происхождение топлива	
	Естественное	Искусственное
Твердое	Ископаемое (торф, бурый и каменный уголь, антрацит, горючие сланцы), дрова, отходы сельскохозяйственного производства	Кокс, полукокс, торфяные и каменноугольные брикеты, древесный уголь
Жидкое	Нефть	Топочные мазуты, топливо печное бытовое, дизельное, соляровое масло, бензин и т.п. Синтетическое топливо
Газообразное	Природный и попутный газы	Газ — генераторный, доменный, коксовый и др. Пропан-бутановая смесь. Биогаз

18.2. Состав и характеристика топлива

Органическое топливо состоит из горючих (водород H, углерод C, сера S) и негорючих (кислород O и азот N) элементов. Серу, которая находится в топливе, разделяют на горючую, так называемую летучую серу $S_л$ и негорючую $S_н$. Горючая сера состоит из органических $S_{ор}$ и колчеданных $S_к$ соединений: $S_л = S_{ор} + S_к$. Кроме того, в состав топлива входят влага W и зола A. Содержимое элементов определяют по массе в процентах.

Различают рабочую, сухую, горючую и органическую массы топлива. Каждой составной массе топлива присваивают соответствующий надстрочный индекс.

Рабочая масса

$$C^р + H^р + S^р_л + O^р + N^р + A^р + W^р = 100\ \%. \qquad (18.1)$$

Состав топлива, высушенного при t = 105...110 °C, определяет его сухую массу

$$C^с + H^с + S^с_л + O^с + N^с + A^с = 100\ \%. \qquad (18.2)$$

Состав топлива как горючего материала определяется составом его горючей массы

$$C^г + H^г + O^г + N^г + S^г_л = 100\ \%. \qquad (18.3)$$

Собственно горючими в этой массе является углерод, водород и сера.

Органическая масса

$$C^о + H^о + S^о + O^о + N^о = 100\ \%. \qquad (18.4)$$

Сера органической массы не содержит колчеданной составной.

Элементный состав топлива от рабочей массы к другому виду топлива приводят с помощью коэффициентов, которые основываются на соответствующих пропорциях.

Газообразное топливо представляет собой смесь разных горючих (CO, H_2, CH_4, C) и негорючих (O_2, N_2, CO_3) газов и небольшого количества водяного пара. Балластом в сухом естественном газе является азот и диоксид углерода.

Состав газообразного топлива задают в процентах к объему и все расчеты относят к кубическому метру сухого газа при нормальных условиях: давлении 101,3 кПа (760 мм рт. ст.) и температуре 0 °C. Содержимое примесей (водяных паров, смолы, пыли) выражают в граммах на кубический метр сухого газа.

Основным элементом горючей массы твердого и жидкого топлива является углерод. С увеличением возраста твердого топлива содержимое углерода увеличивается от 40 в древесине и до 93 % в антраците. В рабочей массе нефти и нефтепродуктов $C^р$ = 84-87 %. При полном сгорании углерода образуется двуокись углерода CO_2, и при этом выделяется 32,8 МДж теплоты на 1 кг углерода.

При неправильной организации процесса горения углерод сгорает не полностью, вследствие чего образуется окись углерода CO и выделяется всего 9,2 МДж теплоты.

Водород — составная часть любого топлива. В твердом топливе количество водорода может достигать 6, в жидком — 11-14 %. При полном сгорании 1 кг водорода выделяется 143,64 МДж теплоты.

В твердом топливе содержимое серы может колебаться в больших пределах — от $S^{г}_{ор+к} < 1$ % до $S^{г}_{ор+к} = 6\text{-}9$ %.

По содержанию серы нефть и мазут разделяют на три класса: малосернистые — с содержанием серы до 0,5 %, сернистые — 0,51-2,0 % и высокосернистые — более 3,5 %. При полном сгорании серы получаются токсичные оксиды серы SO_2 и SO_3 и выделяется 10,92 МДж на 1 кг серы. Сернистые газы в соединении с водяным паром являются причиной коррозии металлических конструкций котла. Выбросы SO_2 и SO_3 с продуктами сгорания вызывают загрязнение воздушного бассейна и отрицательно влияют на животный и растительный мир и на здоровье человека.

Содержимое азота в твердых видах топлива не превышает 2 % (в угле Кузнецкого бассейна $N^{р} = 1,9$ %, Донецкого и Подмосковного бассейнов — 0,6, в горючих сланцах — 0,1, в торфе $N^{р} = 1,1$ %).

В генераторном газе, который получается в результате газификации твердого топлива, содержимое азота может достигать 50 %. Азот — вредный компонент, поскольку при сжигании соединений, содержащих азот, получаются токсичные оксиды NO и NO_2. Кроме того, азот является внутренним балластом топлива.

В топливе имеется определенное количество влаги. Общую влажность в твердом топливе условно разделяют на внешнюю и гидратную. Влагу, которая оказалась в массе топлива за счет грунтовых вод во время его добычи, при хранении и транспортировке за счет грунтовых вод и из атмосферного воздуха, называют *свободной внешней влагой*. К ней относят собственную влажность и влажность, которая заполняет капилляры и поры массы топливного вещества, — так называемую *связанную влагу*. К *гидратной влаге* относят коллоидную влагу топлива и влагу, которая является составной кристаллогидратов минеральных примесей топлива. Гидратная влага составляет небольшую часть воды, которая находится в топливе.

Максимальная влажность $W^{р}$ рабочей массы топлива достигает 50 % и больше. На преобразование 1 кг воды, взятой при 0 °С, в пар требуется израсходовать 2,5 МДж. Поэтому по содержанию влаги в топливе определяют не только возможность обеспечения эффективного процесса его сжигания, но и целесообразность использования такого горючего материала. Влажность определяют высушиванием пробы при 105... 110 °С.

Зола включает минеральные примеси, попавшие в топливо в период его образования, а также частички породы, встречающейся при добыче.

Неиспользованная часть топлива — это сгоревшие остатки, которые состоят из золы и шлака. Зола — порошкообразный негорючий

остаток, получаемый в результате горения топлива. Шлак — минеральная примесь, которая при горении топлива расплавилась или спеклась. Он имеет определенную прочность.

Золу с температурой плавления 1200 °С считают низкоплавкой, а более 1500 °С — тугоплавкой. Плавкость золы зависит от ее химического состава.

Зольность топлива при анализе определяют на сухую массу путем закаливания при температуре 800...825 °С (для жидких видов топлива — 500 °С) предварительно высушенной пробы для прекращения уменьшения массы. Зольность рабочей массы вычисляют по формуле

$$100A^{р} = (100 - W^{р})A^{с}. \qquad (18.5)$$

Содержимое золы в топливе колеблется в широких пределах. Зольность сухой массы топлива $A^{с}$ составляет, %: для древесины — 1, торфа — 10, Кузнецкого угля — 10-20, Подмосковного бурого угля — 30, сланцев — до 60. В жидком топливе содержится небольшое количество минеральных примесей (0,2-1,0 %).

Важная характеристика горючей массы топлива — *выход летучих веществ*. Чем больше летучих веществ, тем больше выделяется горючих газов при нагревании топлива и тем проще воспламеняется это топливо и легче поддерживать постоянное горение.

Выход летучих веществ $V^{г}$, % на горючую массу, определяют нагреванием 1 г топлива в закрытом тигле при (850 ± 10) °С в течение 7 мин. Для древесины и сланцев $V^{г}$ = 85-90 %, для антрацитов —3-4, для бурого и каменного угля — 9-50, для торфа — 70 %.

Теплота сгорания топлива — параметр, характеризующий его энергетическую ценность. Теплота сгорания равна количеству теплоты, которое может выделяться при полном сгорании 1 кг массы твердого или жидкого топлива или 1 м^3 газообразного топлива при нормальных физических условиях. Удельную теплоту сгорания измеряют в кило- и мегаджоулях на килограмм или кубометр (кДж/кг и кДж/м^3 или МДж/кг и МДж/м^3).

Различают высшую и низшую теплоту сгорания. *Высшей теплотой сгорания* $Q^{р}_{в}$ называют количество теплоты, выделяемое при сгорании топлива с учетом теплоты конденсации водяных паров, которые образуются при сгорании водорода $H^{р}$ и выпаривании влаги из топлива $W^{р}$. Если от $Q^{р}_{в}$ отнять значение теплоты конденсации водяных паров, получим *низшую теплоту сгорания* $Q^{р}_{н}$. Поскольку 1 кг водорода дает при сгорании 9 кг воды, а теплота при конденсации 1 кг водного пара равна приблизительно 2,5 МДж, то

$$Q^{р}_{н} = Q^{р}_{в} - 0{,}025(9H^{р} - W^{р}). \qquad (18.6)$$

Значения $H^{р}$ и $W^{р}$ подставляют в формулу в процентах, $Q^{р}_{в}$ и $Q^{р}_{н}$ — в мегаджоулях на килограмм.

В теплотехнических расчетах теплоту сгорания топлива, МДж/кг, вычисляют по формуле Менделеева

$$Q^{р}_{н} = 0{,}339C^{р} + 1{,}03H^{р} - 0{,}109\left(Q^{р} - S^{р}_{н}\right) - 0{,}025W^{р}. \qquad (18.7)$$

Низшую теплоту сгорания сухого газообразного топлива рассчитывают по теплоте сгорания его компонентов, МДж/м^3:

$$Q_н^р = 0{,}127\,CO + 0{,}108\,H_2 + 0{,}234\,H_2S + 0{,}358\,CH_4 + \\ + 0{,}59\,C_2H_4 + 0{,}638\,C_2H_6 + 0{,}913\,C_3H_8 + 1{,}4\,C_6H_6. \qquad (18.8)$$

Для сравнения различных видов топлива при определении энергетических балансов, а также для оценки топливных энергоресурсов все виды топлива по теплоте сгорания приводят к единому эквиваленту. Для пересчета реального топлива на условное топливо (у. т.) используют тепловой эквивалент, кг у.т./кг,

$$Э = Q_н^р/29{,}308. \qquad (18.9)$$

Усредненные значения тепловых эквивалентов топлива основных видов, кг у. т./кг: угля — 0,72, природного газа — 1,17-1,2, нефти — 1,43, мазута — 1,3, торфа — 1,4, дров — 0,25.

Для влаги, золы и серы, находящихся в топливе, используют понятие «*усредненные характеристики*». Они равны содержимому соответствующего компонента в топливе ($W^р$, $A^р$, $Q_л^р$), деленному на низшую теплоту сгорания топлива:

$$W^n = \frac{W^р}{Q_н^р};\quad A^n = \frac{A^р}{Q_н^р};\quad S^n = \frac{S^р}{Q_н^р}. \qquad (18.10)$$

18.3. Основы теории горения органического топлива

18.3.1. Общие сведения

Горением называют процесс экзотермического окисления горючего вещества, который быстро происходит и сопровождается интенсивным выделением теплоты. В основе процесса горения лежит химическая реакция между горючим веществом и окислителем, которым служит кислород воздуха.

Горение отличается от процесса окисления: быстротечностью во времени; переменчивостью концентраций компонентов в меру их взаимодействия; изменением формы поверхности реагирования во времени; высокой температурой. Процесс горения — это сложный физико-химический процесс, зависящий от взаимодействия химических, тепловых и гидродинамических факторов.

Реакция горения происходит не непосредственно между молекулами исходных веществ (топлива и окислителя), а через промежуточные стадии. Этим определяется цепной механизм реакций горения, разработанный Н. Н. Семеновым.

В зависимости от фазового состояния веществ, участвующих в процессе горения (твердые, жидкие, газообразные), химические реакции разделяют на *гомогенные*, которые происходят между компонентами,

находящимися в одной фазе (например, в газообразном состоянии), и *гетерогенные*, происходящие на границе двух фаз. Примерами гомогенного горения является горение хорошо перемешанных газового топлива и воздуха, а также горение жидких быстро испаряемых топлив. При этом имеется в виду их перемешивание с окислителем в процессе горения. Пример гетерогенного горения — горение твердых топлив и горение капель тяжелых жидких топлив, если фронт горения устанавливается на границе раздела топлива и окислителя. Горение топлива — поточный процесс, и для его течения необходимо введение компонентов (топлива и окислителя) в зону реакции и отведение из нее продуктов сгорания.

Обеспечение протекания процесса горения возможно в ламинарном и в турбулентном потоках окислителя. В общем случае время горения топлива $\tau_г$ состоит из времени протекания физических $\tau_ф$ и химических $\tau_х$ процессов:

$$\tau_г = \tau_ф + \tau_х. \qquad (18.11)$$

18.3.2. Кинетические основы процесса горения

Скорость химического взаимодействия выражается изменением концентрации реагирующих веществ в единицу времени.

Согласно закону действия масс в однородной среде при постоянной температуре скорость реакции в каждый момент пропорциональна произведению концентраций веществ, участвующих в реакции.

Балансовые уравнения, показывающие начальные и конечные состояния компонентов, которые принимают участие в химических реакциях, называют *стехиометрическими*.

Для обратимой химической реакции можно составить стехиометрическое уравнение

$$\nu_{A1}A_1 + \nu_{A2}A_2 = \nu_{B1}B_1 + \nu_{B2}B_2, \qquad (18.12)$$

где ν_{A1}, ν_{A2}, ν_{B1}, ν_{B2} — стехиометрические коэффициенты; A_1, A_2, B_1, B_2 — химические символы веществ, участвующих в реакции.

Скорость прямой реакции выражается уравнением

$$w_1 = k_1 C_{A1}^{\nu_{A1}} C_{A2}^{\nu_{A2}}, \qquad (18.13)$$

скорость обратной реакции —

$$w_2 = k_2 C_{B1}^{\nu_{B1}} C_{B2}^{\nu_{B2}}, \qquad (18.14)$$

где k_1 и k_2 — константы скорости соответственно прямой и обратной реакций; C_{A1}, C_{A2}, C_{B1}, C_{B2} — текущие концентрации веществ, участвующих в реакции.

При химическом равновесии скорости прямой и обратной реакций равны между собой: $w_1 = w_2$. В этом случае можно записать

$$\frac{C_{A1}^{\nu_{A1}} C_{A2}^{\nu_{A2}}}{C_{B1}^{\nu_{B1}} C_{B2}^{\nu_{B2}}} = \frac{k_2}{k_1} = -k_c, \qquad (18.15)$$

где k_c — константа равновесия, которая является постоянной величиной.

Скорость реакции в значительной степени зависит от температуры. Эта зависимость выражается законом Аррениуса

$$w = k_0 e^{-E/(RT)} C_{A1}^{\nu_{A1}} C_{A2}^{\nu_{A2}}, \qquad (18.16)$$

где k_0 — предэкспонентный множитель, определяемый экспериментально ($k_0 \approx \sqrt{T}$); E — *энергия активации*, которая равна некоторому потенциальному барьеру, необходимому для разрушения начальных связей в молекуле; R — универсальная газовая постоянная; T — термодинамическая температура, К.

Скорость реакции горения резко увеличивается с повышением температуры. Поэтому для всех реакций горения характерна особенность — горение состоится при температуре реагентов не ниже некоторого предельного значения.

Тепловыделения при экзотермической реакции для горючей смеси пропорциональны скорости реакции:

$$Q_р = wQ = k_0 e^{-E/(RT)} C_{A1}^{\nu_{A1}} C_{A2}^{\nu_{A2}} Q, \qquad (18.17)$$

где Q — теплота реакции горючей смеси.

Самовозгоранием называют инициирование горения во всем объеме участвующей в реакции смеси. Оно может произойти при достижении некоторого предельного значения температуры, которую называют *температурой самовозгорания смеси* ($t_{см}$). Эта температура не является физико-химической характеристикой, а для любого топлива зависит от условий подведения и отведения теплоты и других факторов. Температура самовозгорания водорода находится в пределах 580...590 °С, окиси углерода — 644...658, метана — 650...750 °С.

В большинстве технических устройств горение обеспечивается не самовозгоранием, а розжигом с помощью факела или электрической искры.

18.3.3. Физические представления о горении топлива

Для течения реакции горения необходимо перемешивание компонентов (окислителя и топлива) на молекулярном уровне, т. е. обеспечение процесса массопереноса реагирующих компонентов. В турбулентном потоке массоперенос осуществляется за счет турбулентной диффузии, а в ламинарном потоке и в пограничном слое — за счет молекулярной диффузии. Для расчета диффузионного массообмена между компонентами, участвующими в реакции, пользуются уравнением, аналогичным соотношению Ньютона для конвективного теплообмена:

$$j = \alpha_D \Delta C, \qquad (18.18)$$

где j — плотность потока массы, кг/(м$^2 \cdot$ с); α_D — коэффициент диффузионного обмена, м/с, аналогичный коэффициенту теплообмена α; ΔC — разность концентраций вблизи поверхности раздела фаз и в ячейке потока (среды), кг/м^3.

Коэффициент α_D определяют из критериальных уравнений массообмена, аналогичных критериальным уравнениям конвективного теплообмена. Подобно константе химической реакции вводят понятие суммарной скорости реакции $\bar{k}$, которую оценивают по скорости потребления одного из компонентов, участвующих в реакции. Константа скорости горения выражает также частоту активных столкновений молекул, вызывающих реакцию, но с учетом диффузии молекул компонентов, участвующих в реакции. Величина $1/\bar{k}$, т. е. сопротивление переходу газа, участвующего в реакции, в зону реакции из окружающей среды, состоит из сопротивления диффузии $1/\alpha_D$ и химического сопротивления $1/k$:

$$1/\bar{k} = 1/\alpha_D + 1/k. \qquad (18.19)$$

Можно выделить два предельных режима процесса горения. Режим, при котором $k \gg \alpha_D$, $1/\bar{k} \approx 1/\alpha_D$, называют *диффузионным*. В этом случае суммарная скорость реакции определяется интенсивностью массопереноса компонентов, участвующих в реакции, в зону реакции. Время сгорания топлива $\tau_з$ лимитируется в основном временем смесеобразования $\tau_д$.

Режим, при котором $k \gg \alpha_D$, $1/\bar{k} = 1/k$ и скорость реакции определяется скоростью реагирования компонентов, называют *кинетическим*. Для этого режима горение лимитируется временем самой химической реакции.

Диффузионный режим горения наблюдается при подаче топлива и окислителя раздельно (например, при диффузионном горении газа, горении распыленного жидкого и твердого топлив) и происходит при высокой температуре процесса горения.

Кинетический принцип горения осуществляется при сжигании предварительно тщательно перемешанных смесей газообразного топлива и окислителя, а также при низкотемпературном горении твердых топлив.

Смесь топлива и окислителя сгорает обычно в виде пламени. При ламинарном движении топлива и окислителя получается фронт пламени, который представляет собой слой, отделяющий несгораемую смесь от продуктов сгорания. При определенных условиях пламя переходит в турбулентное. Скорость распространения турбулентного пламени практически пропорциональна интенсивности турбулентных пульсаций. Последняя, в свою очередь, пропорциональна скорости газа.

Максимальной температуры пламя достигает при коэффициенте избытка воздуха $\alpha_п \approx 1$ (так называемая стехиометрическая смесь). Различают нижнюю ($\alpha_п > 1$, обедненная смесь) и верхнюю ($\alpha_п < 1$, обогащенная смесь) концентрационные пределы распространения пламени. Вне этих пределов процесс горения не ведется.

Горение твердого топлива — сложный физико-химический процесс, состоящий из последовательных (иногда таких, которые частично накладываются один на другой) этапов: подсушивание топлива и

нагревание до температуры начала выхода летучих веществ; воспламенение летучих веществ и их выгорание; выгорание горючих веществ из кокса.

Влага из топлива испаряется при температуре около 100 °С, а выход летучих веществ зависит от геологического возраста топлива. В торфе он происходит при 280...390 °С, в буром угле — при 420...540, у тощего угля и антрацита — при 780...800 °С.

При горении топлива с низким выходом летучих веществ (тощий уголь, антрациты) продолжительность горения определяется в основном горением кокса. Для топлив, богатых на летучие вещества (дрова, торф, каменный угль некоторых видов), продолжительность горения определяется временем горения летучих веществ. Они оказывают на горение двойное влияние. От горящего факела летучих веществ быстрее прогревается кокс, тем не менее они забирают основную массу кислорода, что способствует торможению горения кокса. По мере уменьшения выхода летучих веществ интенсивность горения кокса возрастает.

Процесс горения твердого топлива характеризуется скоростью горения. При этом различают три зоны горения: кинетическую, промежуточную и диффузионную. В кинетической зоне горение ограничивается химической реакцией, которая усиливается с повышением температуры процесса. В промежуточной зоне скорости диффузии и химической реакции имеют одинаковые значения. Подведенный к топливу окислитель расходуется главным образом на горение. В диффузионной зоне, ограничивающей процесс горения, важным фактором является скорость диффузии. Зависимость изменения скорости горения от температуры и соотношения кинетической и диффузионной зон горения приведена на рис. 18.2.

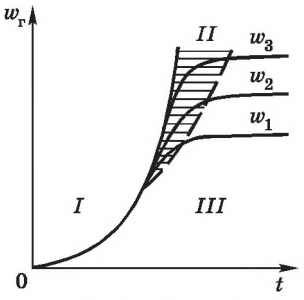


Рис. 18.2. Зависимость скорости горения твердого топлива от температуры:
I, *II* и *III* — соответственно кинетическая, промежуточная и диффузионная области

При сжигании пылевидного, жидкого и газообразного топлив применяют *горелки* — устройства для образования смесей газообразного, жидкого или пылевидного топлива с воздухом или кислородом и подачи их к месту сжигания. К горелкам относятся горелочные устройства для пылевидного топлива (пылеугольные горелки), форсунки (для жидкого топлива), газовые горелки (для газообразного топлива) и газомазутные горелки, работающие и на газе, и на мазуте.

Пылеугольные горелки изготовляют в вихревом и прямоточном исполнении.

В вихревых горелках с помощью специальных устройств (улиточных или лопаточных завихрителей) может закручиваться первичный поток пылевоздушной смеси, вторичный воздушный поток или оба этих потока. Вихревая горелка, имеющая улиточные завихрители первичного и вторичного потоков, показана на рис. 18.3.

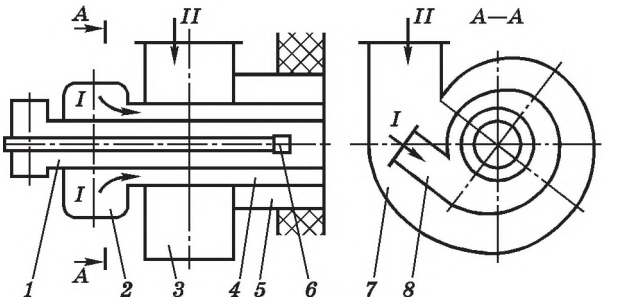


Рис. 18.3. Вихревая пылеугольная горелка:

1 — центральная труба; *2* — канал для ввода пылевоздушной смеси; *3* — канал для ввода вторичного воздуха; *4*, *5* — каналы первичного (*I*) и вторичного (*II*) потоков; *6* — мазутная форсунка; *7*, *8* — улиточные аппараты

В центральной трубе горелок установлена мазутная форсунка, которую применяют при растопке. В прямоточных пылеугольных горелках первичный и вторичный потоки движутся соосно, перемешивание их не такое интенсивное, как в вихревых горелках, что приводит к меньшей интенсивности горения.

Для сжигания газового топлива применяют газовые горелки. В последнее время значительное распространение получили также комбинированные газомазутные горелки, в которых можно сжигать не только газ, но и мазут.

Жидкое топливо сгорает в парообразном состоянии, поэтому с целью интенсификации испарения его распыливают на мелкие капли. Для этой цели применяют форсунки, которые в зависимости от способа распыления подразделяют на механические, паровые или паромеханические.

Газомазутные горелки с паромеханическими форсунками по способу создания аэродинамики факела, по количеству воздушных потоков, типу и конструкции воздухонаправляющих устройств и газовой части подразделяют на три типа: ГМГм, ГМ (ГМП) и ГМ. Такие горелки устанавливают на паровых котлах производительностью до 160 т/ч, а также на водогрейных котлах тепловой мощностью до 753,5 ГДж/ч.

В настоящее время на отечественном рынке имеется большое количество горелок малой и средней мощности (15...8000 кВт), работающих на природном газе, жидком топливе (дизельном, мазуте), комбинированных, которые поставляются западными фирмами или совместными предприятиями и предназначены для установки на отечественных котлах.

Жидкое топливо в теплоэнергетических установках, как правило, сжигается в распыленном состоянии — в виде капель в потоке воздуха. При наличии окислителя горение жидкого топлива возможно в парообразном состоянии и потому процессам воспламенения и горения капли предшествует ее выпаривание. Процесс горения состоит из следующих стадий: нагревание и выпаривание влаги из топлива; перемешивание паров топлива с окислителем (образование горючей смеси); воспламенение горючей смеси; собственно горение смеси.

В стационарном процессе скорость горения жидкого топлива зависит от скорости его выпаривания. Процесс выпаривания по своей при-

роде является физическим, а горение смеси — химическим. Поэтому скорость и время горения жидкого топлива будут определяться интенсивностью течения физического и химического процессов. Если скорость сгорания топлива значительно превышает скорость выпаривания влаги из топлива, то можно допустить, что скорость горения равна скорости выпаривания ($\tau_г = \tau_{вып} = \tau_ф$). В противном случае преобладает скорость химического взаимодействия и $\tau_г = \tau_х$.

Для обеспечения необходимой интенсивности выпаривания жидких топлив их распыляют в потоке воздуха, в результате чего получается полидисперсный поток мелких капель размерами от 0 до 0,15...0,2 мкм. Этим достигают большой удельной поверхности выпаривания, а потом и горения. Теплота, необходимая для выпаривания топлива, передается поверхности капли в зону горения в основном излучением и в результате частичной диффузии в глубь паровой оболочки продуктов сгорания. Структура факела жидкого топлива показана на рис. 18.4.

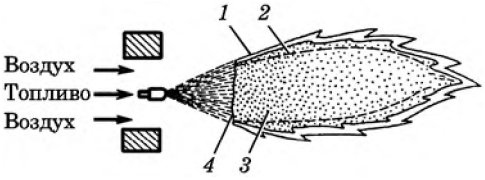


Рис. 18.4. Структура факела жидкого топлива:

1 — фронт горения; *2* — зона паровоздушной смеси и продуктов горения; *3* — зона паровоздушной смеси и испаряющегося топлива; *4* — фронт воспламенения

Для быстрого и экономичного сжигания жидкого топлива необходимо обеспечить следующие условия: мелкодисперсное распыление, тщательное перемешивание с окислителем и стабилизацию горения.

Для распыления жидкого топлива применяют форсунки, которые подразделяют на механические, паровые, ротационные и пневматические. В механических форсунках распыление происходит при помощи топливного насоса. Перед форсункой топливо должно быть очищено от механических примесей, которые могут засорить отверстия форсунки. Давление топлива перед форсункой обычно составляет 1,2-1,6 МПа.

Особенность горения газообразного топлива — участие в реакции компонентов (топливо и окислитель), находящихся в одной и той же газообразной фазе. Обеспечение горения этого топлива возможно как при предварительном смешивании окислителя и топлива, так и при раздельной их подаче в топку.

Поступающая газовоздушная смесь взаимодействует с окружающей средой, в результате чего она нагревается в турбулентном пограничном слое. В периферической зоне пламени газовоздушная смесь вспыхивает, образуя зону горения. Эта зона расширяется по мере удаления от устья сопла горелки. В ядре пламени газы двигаются с постоянной скоростью и при постоянной температуре. В этой зоне смесь не горит. Видимым фронтом горения является участок факела, который включает зону возгорания $l_з$ и толщину турбулентного фронта горения $\delta_т$

(рис. 18.5). Под влиянием турбулентных пульсаций фронт пламени не остается постоянным и иногда разрывается на отдельные очаги.

При раздельном поступлении в топочный объем газообразного топлива и окислителя осуществляется диффузионный режим горения, в котором определяющим является процесс смесеобразования. При турбулентном распространении газа в зону горения из окружающей среды диффундирует воздух, а из ядра пламени — газообразное топливо. В результате этого диффузионные потоки топлива и воздуха вступают в химическую реакцию. В данном случае скорость горения определяется интенсивностью диффузии, а расположение зоны горения — условиями турбулентной диффузии.

При кинетическом горении фронт пламени представляет собой поверхность, разделяющую горючую смесь и продукты сгорания. При диффузионном горении газа диффузионный фронт представляет собой

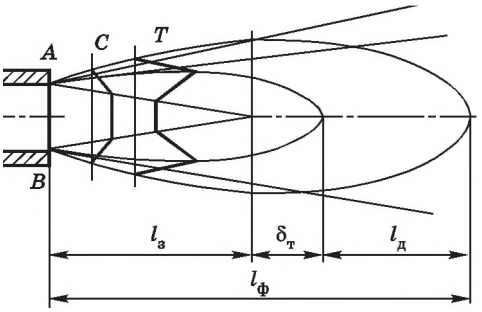


Рис. 18.5. Структура факела газообразного топлива:

C — кривая изменения концентрации горючей смеси; *T* — кривая изменения температуры; $l_з$ — длина зоны воспламенения; $l_ф$ — длина факела; *AB* — сечение сопла; $\delta_т$ — толщина фронта турбулентного горения; $l_д$ — зона догорания

поверхность, разделяющую продукты сгорания и смесь газа с продуктами сгорания, которые диффундируют навстречу потоку. Смешанное горение характеризуется особенностями указанных двух способов горения.

Значительное распространение получили комбинированные газомазутные горелки, предназначенные для сжигания природного газа и мазута. На практике используют горелки типа ГМГ, модернизированные варианты ГМГм, НГМГи, ГМГБ. Для котлов небольшой паропроизводительности применяют газомазутные горелки НГМГ, которые приспособлены для работы при воздушном или паромеханическом распылении топлива.

18.3.4. Расчеты процессов горения топлива

РАСХОД ВОЗДУХА, НЕОБХОДИМОГО ДЛЯ ГОРЕНИЯ

Учитывая, что плотность кислорода в нормальных условиях равна 1,43 кг/м^3 и то, что содержание его в сухом воздухе составляет по объему 0,21, объем теоретически необходимого воздуха для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива, м^3/кг,

$$V^{o} = 0{,}0889(C^{р} + 0{,}3755\,S_{л}) + 0{,}265\,H^{р} - 0{,}0333\,O^{р}, \qquad (18.20)$$

а сухого газового топлива, м^3/м^3,

$$V^{\circ} = 0,047\left[0,5\mathrm{CO} + 0,5\mathrm{H}_2 + 1,5\mathrm{H}_2\mathrm{S}_2 \sum \left(M + \mathrm{N}/4\right)\mathrm{C}_m\mathrm{H}_n - \mathrm{O}_2\right]. \quad (18.21)$$

Поскольку обеспечить равномерное смешивание воздуха с топливом сложно, воздуха в топку подают больше, чем это необходимо теоретически. Отношение количества воздуха $V_{\text{в}}$, действительно поданного в топку, к теоретически необходимому V° называют *коэффициентом избытка воздуха*

$$\alpha_{\text{п}} = \frac{V_{\text{в}}}{V^{\circ}} > 1. \quad (18.22)$$

Отсюда действительный объем воздуха

$$V_{\text{в}} = \alpha_{\text{п}} V^{\circ}. \quad (18.23)$$

Коэффициент избытка воздуха в зависимости от вида топлива и способа его сжигания колеблется от 1,05 до 1,5. Чем благоприятнее условия смешивания воздуха с топливом, тем меньше избыток воздуха.

СОСТАВ И ОБЪЕМ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

При горении топлива стараются обеспечить полное сгорание его, т. е. полное окисление элементов горючей массы. Обычно количество продуктов неполного горения CO, NO, H_2 небольшое, и их наличие незначительно влияет на суммарный объем газов.

Полный объем топочных газов равен сумме объемов сухих газов $V_{\text{с.г}}$ и водяных паров $V_{\mathrm{H_2O}}$, м^3/кг,

$$V_{\text{г}} = V_{\text{с.г}} + V_{\mathrm{H_2O}}. \quad (18.24)$$

Эту формулу можно представить в виде

$$V_{\text{г}} = V_{\mathrm{RO_2}} + V_{\mathrm{H_2O}} + 0,079\alpha_{\text{п}} + 0,21\left(\alpha_{\text{п}} + 1\right)V^{\circ}, \quad (18.25)$$

где $V_{\mathrm{RO_2}}$ — объем сухих трехатомных газов ($V_{\mathrm{RO_2}} = V_{\mathrm{CO_2}} + V_{\mathrm{SO_2}}$); $V_{\mathrm{H_2O}}$ — объем испаряемой влаги; $0,79\alpha_{\text{п}}$ — коэффициент избытка азота воздуха, который находится в продуктах сгорания (азотом топлива пренебрегаем); $0,21(\alpha_{\text{п}} - 1)V^{\circ}$ — количество избыточного кислорода воздуха.

При сгорании 1 кмоль углерода и серы получается по 1 кмоль соответственно CO_2 и SO_2. Учитывая, что в нормальных условиях объем 1 кмоль идеального газа равняется 22,4 м^3, можно записать выражение для объема трехатомных сухих газов, м^3/кг,

$$V_{\mathrm{RO_2}} = \left(0,01\mathrm{C}^{\text{р}}/12 + 0,01\mathrm{S}^{\text{р}}_{\text{л}}/32\right) = 0,01866\left(\mathrm{C}^{\text{р}} + 0,375\mathrm{S}^{\text{р}}_{\text{л}}\right). \quad (18.26)$$

Водяной пар в топочных газах образуется в результате сгорания водорода в количестве $9\mathrm{H}^{\text{р}}/(100 \cdot 0,805) = 0,111\mathrm{H}^{\text{р}}$ и выпаривания влаги топлива $W^{\text{р}}/(100 \cdot 0,805) = 0,01241W^{\text{р}}$. Кроме того, влага поступает

с воздухом, который обеспечивает горение. При влагосодержании $\alpha_в = 10$ г/кг или 13 г/м^3 объем водяного пара в воздухе будет: $\alpha_п V^o/(100 \cdot 0{,}805) = 0{,}0161 V^o$. В приведенных выражениях 0,805 кг/м^3 — плотность водяного пара в нормальных условиях (в идеально газовом приближении).

Таким образом, теоретический объем водяного пара, м^3/кг,

$$V_{H_2O} = 0{,}111 H^p + 0{,}0124 W^p + 0{,}016 V^o. \qquad (18.27)$$

Для большинства видов топлива значения V^o, V_{RO_2}, V_{H_2O} табулированы.

ЭНТАЛЬПИЯ ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ

В соответствии с первым законом термодинамики количество теплоты, которое отдает поток газов поверхностям нагрева, равно разности энтальпий газов до и после теплообменника (при условии, что техническая работа не осуществляется, а скоростным напором можно пренебречь). Поэтому энтальпию продуктов сгорания 1 кг твердого или 1 м^3 газообразного топлива вычисляют по формуле

$$H_г = V_г c_г t_г, \qquad (18.28)$$

где $V_г$ — объем продуктов сгорания, м^3/кг; $c_г$ — средняя объемная теплоемкость при постоянном давлении продуктов сгорания, кДж/(м$^3 \cdot$ К); $t_г$ — температура газа, °С.

С учетом избыточного воздуха $(\alpha_п - 1)V^o$ имеем

$$H_п = H_г^o + (\alpha_п - 1) H_п^o, \qquad (18.29)$$

где $H_г^o$ — энтальпия продуктов полного сгорания при $\alpha_п = 1$; $H_п^o$ — энтальпия теоретически необходимого объема воздуха: $H_п^o = V^o (ct)_п$; $(ct)_п$ — энтальпия 1 м^3 влажного воздуха.

Расчет количества теплоты, которая отдается продуктами сгорания поверхностям нагрева теплообменников котельного агрегата, удобно выполнять с помощью H—t-диаграммы. На этой диаграмме нанесены линии, которые воссоздают зависимость энтальпии продуктов сгорания $H_г$ от их температуры при разных значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha_п$. По H—t-диаграмме можно определить также температуру, которую имели бы продукты сгорания при условии, что вся теплота горения расходуется только на их нагревание, а теплопотери отсутствуют. Эту температуру называют *адиабатной*.

Количество теплоты, которую отдают продукты сгорания из расчета на единицу сгоревшего топлива, определяют по H—t-диаграмме как разность их энтальпий:

$$Q_г = H_г' - H_г'', \qquad (18.30)$$

где $H_г'$ и $H_г''$ — энтальпии газов соответственно до и после теплообменника котельного агрегата.

19. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЕ УСТАНОВКИ

19.1. Общие сведения

Теплогенерирующей установкой называют совокупность устройств и механизмов для производства теплоты в виде водяного пара, горячей воды, горячих газов и подогретого воздуха. Водяной пар используют в сельском хозяйстве для технологических нужд, для целей отопления, пропаривания почвы в сооружениях защищенного грунта. Горячую воду и подогретый воздух используют для отопления жилых, общественных и производственных помещений, для горячего водоснабжения, коммунально-бытовых нужд, сушки. Продукты горения топлива применяют в сушильных установках и для подкормки углекислым газом растений в теплицах.

Первичными источниками энергии являются: органическое топливо, солнечная энергия, тепловые отходы промышленных предприятий, тепловых и атомных электростанций, магистральных газокомпрессорных станций, биогазовое топливо.

В качестве генераторов теплоты используют паровые и водогрейные котлы, теплогенераторы, электрокалориферные и отопительно-вентиляционные агрегаты, водонагреватели, газовые отопительные приборы, средства местного электрообогрева, электротермическое оборудование ремонтных мастерских. Для обогрева сельских малоэтажных жилых и общественных зданий при невозможности или нецелесообразности теплоснабжения от местной котельной или поквартирных генераторов теплоты допускается применение печного отопления.

19.2. Котельные установки

19.2.1. Классификация, основные показатели и принципиальная схема котлоагрегата

Котельная установка состоит из котельного агрегата (или котельных агрегатов) и вспомогательных устройств. Котельный агрегат представляет собой теплообменный аппарат, предназначенный для получения пара или горячей воды. Кроме собственно котла с топкой, каркасом, обмуровкой, обшивкой, арматурой и гарнитурой котельный агрегат может также включать пароперегреватель, экономайзер, воздухоподогреватель. Вспомогательные устройства котельной установки состоят из устройства подготовки и подачи топлива, воды и воздуха, удаления и очистки дымовых газов, удаления образующихся шлаков и золы.

По вырабатываемому теплоносителю котлы подразделяют на паровые и водогрейные. В сельскохозяйственном производстве пар, вырабатываемый в паровых котлах, используется в основном на технологические нужды в животноводческих и птицеводческих фермах

(запаривание кормов, пастеризация молока), теплицах (обеззараживание грунта), а также в системах отопления производственных помещений, коммунальных и других зданий. Горячая вода, вырабатываемая в водогрейных котлах, используется в системах отопления, вентиляции и горячего водоснабжения.

Котлы, не имеющие топочного устройства и использующие теплоту отходящих дымовых газов каких-либо производств, называют *котлами-утилизаторами.*

В зависимости от назначения различают следующие виды котельных установок: энергетические, предназначенные для обслуживания тепловых электрических станций (продуктивность котлов может достигать сотен и тысяч тонн пара в час, а давление пара — 10...30 МПа); отопительно-производственные — для обеспечения теплотой системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и технологических нужд; отопительные — для обеспечения теплотой системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения потребителей.

В зависимости от номинального давления пара паровые котлы подразделяют на котлы низкого давления (до 1 МПа), среднего (1-10), высокого (10-22,5) и сверхкритического давления (выше 22,5 МПа).

Основными показателями паровых котлов являются паропроизводительность, давление пара, температуры пара и питательной воды; водогрейных котлов — тепловая мощность, температуры горячей и обратной воды, расчетное давление в котле.

Номинальной паропроизводительностью котла, т/ч или кг/с, называют наибольшую паропроизводительность его, которую он имеет при сжигании основного топлива и при номинальных значениях температуры и давления пара.

Тепловую мощность (МВт) определяют количеством теплоты, вырабатываемой котлом за единицу времени.

Под *номинальным давлением* (Па, кПа) и *температурой* (°С) *пара* понимают их значение перед паропроводом при номинальной паропроизводительности котла.

Принципиальная тепловая схема парового котла с естественной циркуляцией приведена на рис. 19.1. В зависимости от типа и размеров котельной установки она может содержать те или иные элементы основного и вспомогательного оборудования. В соответствии со своим назначением котел состоит из топочной камеры, в которой сжигается топливо, в некоторых случаях предварительно подготовленное, и газоходов, в которых размещаются поверхности нагрева, воспринимающие теплоту продуктов сгорания топлива. Большинство энергетических котлов имеет П-образную компоновку.

На схеме 19.1 питательная вода поступает в экономайзер *13*, где нагревается теплотой уходящих газов. Из экономайзера по отводящим трубам *15* питательная вода подается в барабан *3*. Из барабана по опускным трубам *6* вода поступает в нижние коллекторы *4*, откуда направляется в подъемные экранные трубы *5*, расположенные в топочной камере *1*. Топливо в камеру подается через горелки *2*. За счет теплоты

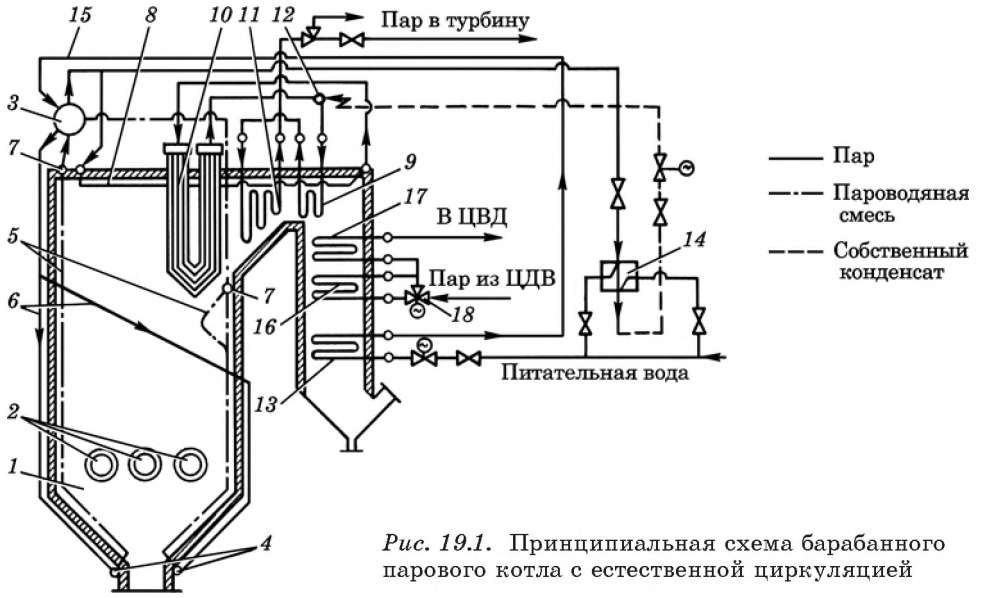


Рис. 19.1. Принципиальная схема барабанного парового котла с естественной циркуляцией

продуктов сгорания в экранах образуется пароводяная смесь, которая по подъемным трубам *5* собирается в верхних коллекторах *7*, откуда по отводящим трубам поступает в барабан котла.

Из барабана сухой насыщенный пар при соответствующих значениях давления и температуры поступает на перегрев сначала в радиационный потолочный пароперегреватель *8* и далее последовательно в полурациональный ширмовый *10* и в конвективные пароперегреватели первой *9* и второй *11* ступеней.

Параметры (давление и температура) пара, поступающего из котла, должны соответствовать своим номинальным значениям. Для регулирования температуры перегретого пара предусматривают пароохладитель *12*, при помощи которого конденсат впрыскивается в пар. Конденсат частично отбирается из конденсационной установки *14*, куда он поступает из барабана котла.

В паровых котлах высокого давления, применяемых в энергетических установках большой мощности, обычно предусматривается промежуточный перегрев пара, поступающего после цилиндра высокого давления турбины. Промежуточный перегрев выполняется чаще всего в две ступени — *16* и *17* и регулируется трехходовым клапаном *18*.

Прямоточную схему котла применяют в энергетических паровых котлах большой производительности. Основным отличием этой схемы от схемы котла с естественной циркуляцией является отсутствие замкнутого контура циркуляции в испарительной части пароводяного тракта. Принудительное движение рабочего тела по всем поверхностям нагрева осуществляется питательным насосом.

19.2.2. Водогрейные и паровые котлы

ВОДОГРЕЙНЫЕ КОТЛЫ

Эти котлы предназначены для подогревания воды, используемой в системе отопления и горячего водоснабжения, в коммунально-бытовой отрасли, в производстве.

Водогрейные котлы изготовляют чугунными и стальными. Преимущество стальных перед чугунными заключается в большей надежности при работе в режиме перегрева. Недостаток стальных котлов — в склонности к коррозии.

По виду чугунные водогрейные котлы могут быть разбиты на несколько групп по типу и по конструкции собираемых секций.

Котлы ВНИИСТО Мч (рис. 19.2) собирают из чугунных секций двух видов — крайних *1* и средних *2*. Крайние секции служат для устройства фронта топки, установки дверец, удаления шлака. Средние секции образуют основную поверхность нагрева. Все секции соединены между собой ниппелями и стянуты болтами *8*.

В котлах ВНИИСТО Мч сжигают малозольные сортированные топлива, имеющие теплоту сгорания 27-29 МДж/кг.

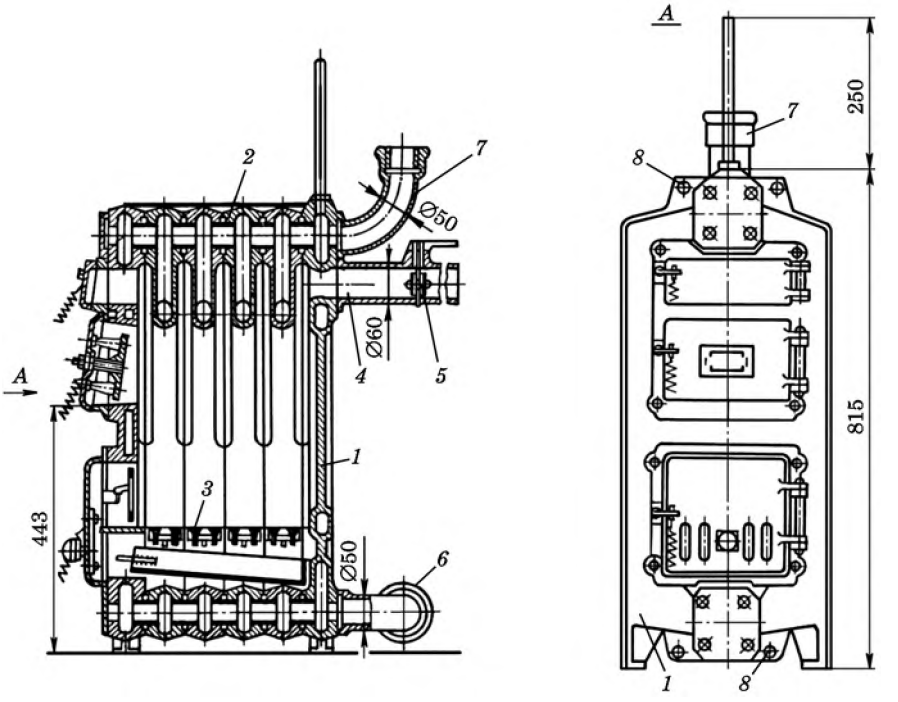


Рис. 19.2. Чугунный водогрейный котел марки ВНИИСТО Мч:

1 — крайняя секция; *2* — средние секции; *3* — колосниковая решетка; *4* — отводящий короб; *5* — заслонка для регулирования разрежения в топке; *6* — патрубок для поступления воды; *7* — патрубок для выхода подогретой воды; *8* — болты для соединения секций

Стальные водогрейные котлы применяют для получения горячей воды с температурой 115 °С и выше. Представителем таких котлов малой производительности является водогрейный котел марки КАСВ-1,86 ЛЖ (рис. 19.3) мощностью 1,86 МВт, работающий на жидком топливе. Температура воды на выходе — до 115 °С, давление — до 0,07 МПа.

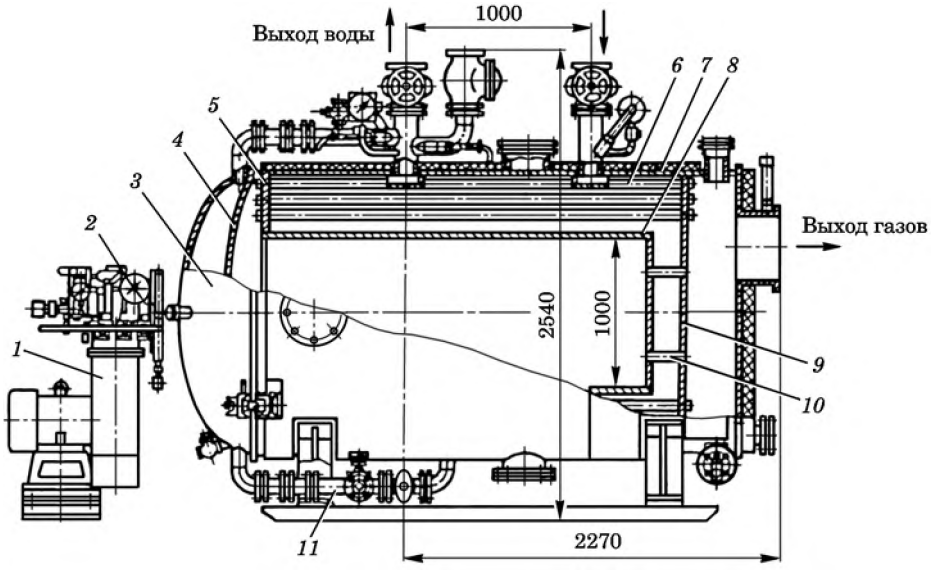


Рис. 19.3. Стальной водогрейный котел КАСВ-1,86 ЛЖ:

1 — дутьевой вентилятор; *2* — горелка; *3* — передняя крышка; *4* — внутреннее эллиптическое днище передней крышки; *5* — передняя трубная доска; *6* — дымогарные трубы; *7* — корпус котла; *8* — жаровая труба; *9* — задняя трубная доска; *10* — анкерная связь; *11* — труба для подведения воды

Одним из наиболее простых и распространенных стальных котлов является водогрейный котел типа ТВГ производительностью 4,7 и 8,3 МВт. Он предназначен для работы на природном газе.

Представителями котлов централизованного водоснабжения являются водогрейные стальные котлы типов КВ-ТС (К — котел; В — водогрейный; Т — твердое топливо, С — слоевое сжигание) и КВ-ГМ (К — котел; В — водогрейный; ГМ — газомазутный). Их подразделяют на четыре группы. К первой группе относятся котлы небольшой теплопроизводительности (тепловой мощностью 4,6 и 7,5 МВт). Они работают на твердом, жидком и газообразном топливах. Вторая группа включает котлы мощностью 11,6; 23,32 и 35,0 МВт. К третьей группе относятся котлы тепловой мощностью 58,116 и 209 МВт. Работают они на жидком и газообразном топливах. Котлы, по своим характеристикам не отличающиеся от котлов третьей группы, но предназначенные для работы на твердом топливе, составляют четвертую группу котлов.

Для покрытия пиковых тепловых нагрузок используют котлы типа ПТВМ (П — пиковый, Т — теплофикационный; В — водогрейный;

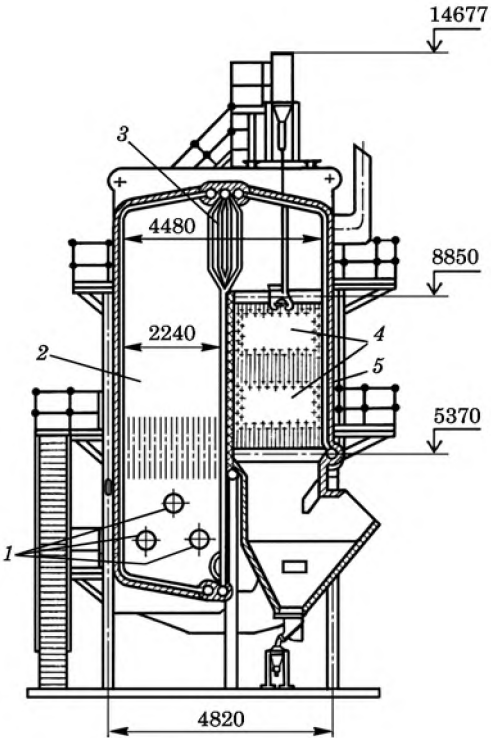


Рис. 19.4. Общий вид котла ТВГМ-30:

1 — горелки; *2* — топочная камера; *3* — четырехрядный фестон; *4* — конвективные поверхности; *5* — задний экран

М — мазутный) теплопроизводительностью 5...210 МВт. Эти котлы могут работать и на газообразном топливе.

Газомазутный котел ТВГМ-30, предназначенный для обеспечения основной тепловой нагрузки, имеет теплопроизводительность 41 МВт и выполнен в П-образной компоновке (рис. 19.4). Топочная камера полностью экранирована, оборудована шестью встречно расположенными горелками.

ПАРОВЫЕ КОТЛЫ

По давлению вырабатываемого пара эти котлы подразделяют на установки низкого давления (до 1,37 МПа), среднего (до 3,9) и высокого (9,80 МПа и выше).

По производительности котельные агрегаты бывают малой мощности (до 20 т/ч), средней (до 75) и большой (свыше 75 т/ч). Наибольшая производительность выпускаемых в настоящее время котлов 3950 т/ч.

По конструкции различают котлы с жаровыми и дымогарными трубами и водотрубные паровые котлы.

Наиболее простыми, нетребовательными к качеству воды и обладающими большой аккумулирующей способностью являются котлы с жаровыми и дымогарными трубами. Таким является агрегат типа Е-0,4/9-Г производительностью 0,4 т/ч с давлением насыщенного пара 0,9 МПа.

Водотрубные паровые котлы выпускают с различным расположением труб (горизонтальные, с углом наклона кипятильных труб к горизонту 20...25 °С и вертикальные), с естественной и принудительной циркуляцией.

Основным типом современных котлов малой мощности, получивших значительное распространение, является паровой двухбарабанный вертикально-водотрубный котел ДКВр производительностью 2,5; 4,0; 6,5; 10,0 и 20,0 т/ч с рабочим давлением 1,37; 2,35; 3,84 МПа, предназначенный для выработки насыщенного, слабоперегретого и перегретого пара. Эти котлы работают на газе, мазуте, твердом топливе различных видов. Котлы ДКВр используют для работы в водогрейном режиме.

Котел ДКВр-14 ГМ (рис. 19.5) паропроизводительностью 14 т/ч с избыточным давлением пара 34 МПа конструктивно состоит из верхнего *4* и нижнего *8* барабанов, расположенных параллельно продольной оси котла и соединенных между собой вертикальными пучками труб *3* и *6*, по которым осуществляется естественная циркуляция воды и пароводяной смеси. Топка расположена в передней части котла. Образующиеся в результате сжигания топлива дымовые газы движутся горизонтально, отдавая свою теплоту экранным *3* и конвективным *6* трубам. Топочная камера разделена шамотной стенкой на две камеры: топку и камеру догорания *5*. Последняя предотвращает попадание пламени в газоходы конвективной части, что увеличивает срок службы труб конвективного (кипятильного) пучка *6* и уменьшает теплопотери с отходящими газами. Для увеличения времени пребывания дымовых газов в газоходах котла установлены вертикальные перегородки *7*, первая из которых по ходу газа выполнена из шамотного кирпича, а вторая — из чугуна.

Экранные трубы *3* установлены в передней части котла вдоль стен, а U-образные кипятильные трубы *6* (в виде пучка, заполняющего все

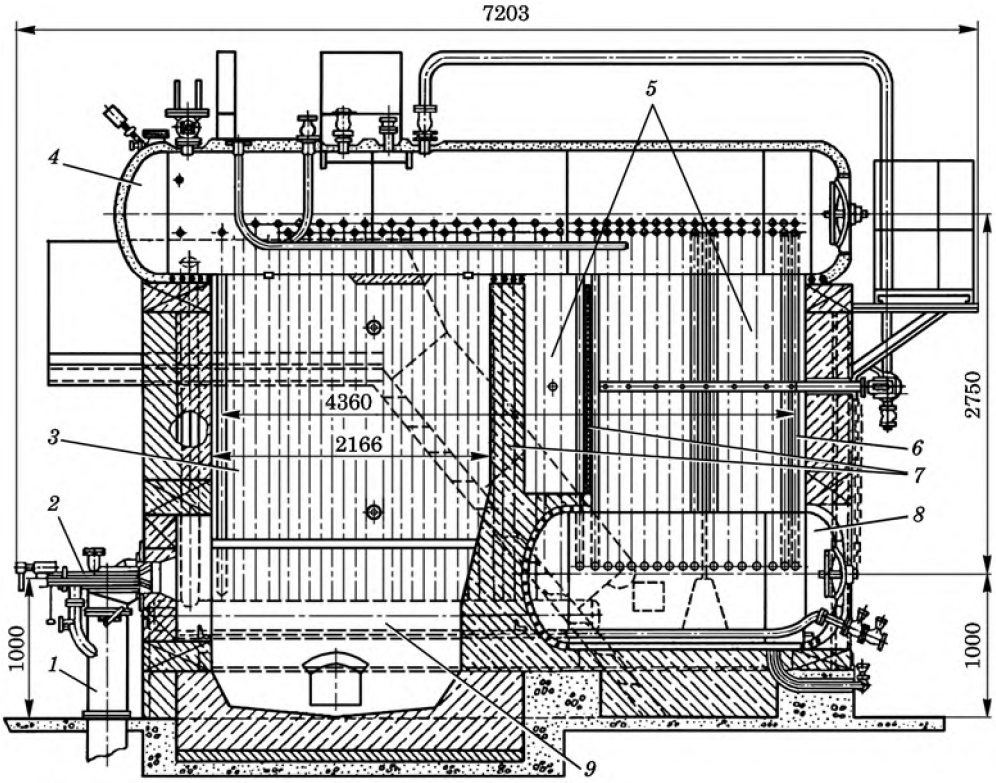


Рис. 19.5. Схема парового котла ДКВр-14 ГМ:

1 — труба для подведения воздуха; *2* — газомазутная горелка; *3* — экранные трубы; *4* — верхний барабан; *5* — камера догорания; *6* — трубы котельного пучка; *7*, *9* — перегородки; *8* — нижний барабан

пространство газохода) — в задней части. Теплота от дымовых газов к экранным трубам *3* передается преимущественно радиацией вследствие высокой температуры дымовых газов в топке. При дальнейшем движении дымовых газов по топке температура их снижается, поэтому в конвективной части котла теплота от дымовых газов к кипятильным трубам *6* передается как за счет радиации, так и за счет конвективного теплообмена.

Питательная вода после системы водоподготовки поступает в верхний барабан *4*, а перегретый пар выходит через коллектор в верхней части котла.

Поскольку отходящие дымовые газы имеют довольно высокую температуру (до 400 °С), то их обычно используют для подогревания воды или воздуха. Теплообменник, являющийся частью котельного агрегата и предназначенный для подогревания питательной воды перед подачей в котел, называется *водяным экономайзером*. Теплообменник, являющийся частью котельной установки и предназначенный для подогревания воздуха перед подачей его в топку, называется *воздухоподогревателем*. Установка водяного экономайзера или воздухоподогревателя позволяет утилизировать теплоту уходящих дымовых газов, понизив их температуру до 130... 150°С, и тем самым повысить КПД котла.

Котлы типа Е (КЕ) имеют сходную с котлами ДКВр конструкцию. Эти котлы работают на твердом топливе и при паропроизводительности 4,0; 6,5 и 10,0 т/ч имеют слоевую механическую топку для сжигания каменных и бурых углей с пневмомеханическим забрасывателем.

Промышленность выпускает котлы небольшой паропроизводительности (1,0; 1,6; 2,5 т/ч) — это котлы Е-1,0-0,9, Е-1,6-0,9 ГМН и Е-2,5-0,9 ГМН.

Наибольшее распространение получили котельные агрегаты с компоновкой поверхностей нагрева по П-образной схеме с одним барабаном. К таким агрегатам относятся ТС-20-у, ТП-20-у, ТС-35-у, ТП-35-у, БГМ-35 и другие на давление пара 1,4, 2,4 и 4,0 МПа и на производительность от 20 до 50 т/ч.

Среди котлов, выпускаемых Белгородским котельным заводом, следует отметить котлоагрегаты Е-25-14ГМ; Е-50-40Н и ГМ-50-14/250 паропроизводительностью 25 и 50 т/ч.

Продольный разрез котлоагрегата Е-50-40 Н на давление 4 МПа (40 кг/см^2) и температуру перегретого пара 440 °С и питательной воды 145 °С показан на рис. 19.6. Котел предназначен для работы на пылевидных каменных и бурых углях в топочной камере с наддувом. В котле предусмотрено сухое удаление шлака, фронтовое расположение горелок, а также отбор газов для сушки топлива.

Котлы-утилизаторы используют теплоту уходящих газов (вторичных энергоресурсов) различных производств. Если такой котел встраивают в технологическую цепь, то его называют *энерготехнологическим агрегатом*, так как в нем осуществляется часть технологического процесса. Если температура газов выше чем 900 °С, то котлы оборудуют радиационными (экранными) поверхностями нагрева, если ниже,

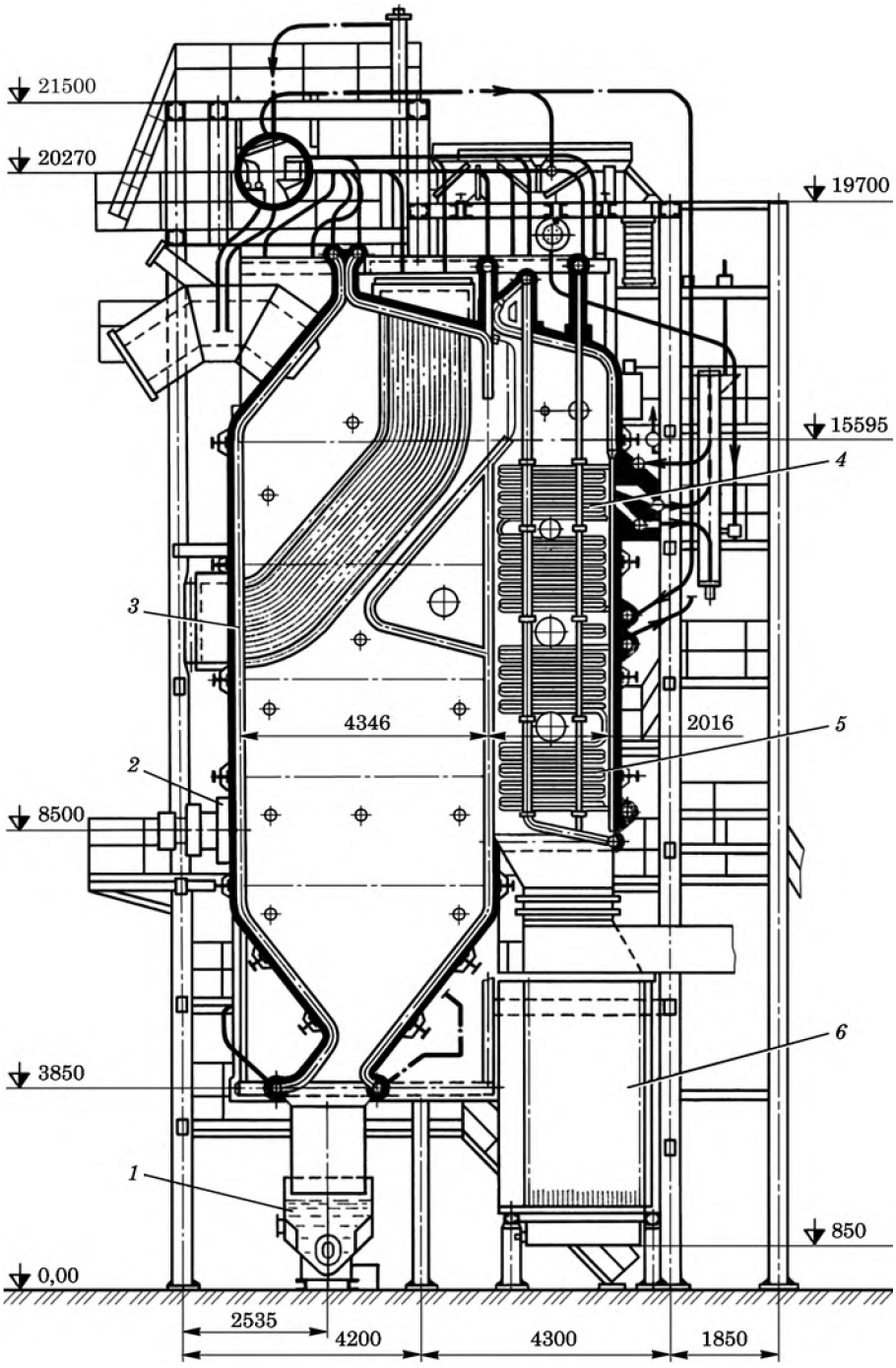


Рис. 19.6. Продольный разрез котлоагрегата Е-50-40 Н:

1 — бак для шлака; *2* — горелки; *3* — экран; *4* — пароперегреватель; *5* — водяной экономайзер; *6* — воздухоподогреватель

то в котлах-утилизаторах используют лишь конвективные поверхности нагрева.

Промышленность выпускает котлы-утилизаторы с естественной или принудительной циркуляцией. Практически эти котлы имеют все основные детали описанных выше котельных агрегатов.

Котлы-утилизаторы имеют индекс КУ (например, КУ-60-2, КУ-125). Первая цифра в обозначении указывает на максимальный расход газа через котел в кубических метрах в час. Так, для котла КУ-125 расход газа 125 $м^3$/ч, температура газов на входе в котел 650...850 °С.

19.2.3. Элементы конструкции котлоагрегата

ТОПОЧНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Топка — элемент конструкции котла, предназначенный для сжигания органического топлива. В котельных установках в зависимости от свойств топлива и тепловой мощности котлоагрегата применяют топки различных конструкций. Топочное оснащение должно быть надежным в эксплуатации и высокоэкономичным. Кроме того, топки должны быть просты по конструкции, удобны при обслуживании и ремонте.

Топочное устройство (топка) предназначено для сжигания топлива, т. е. превращения химической энергии в теплоту и получения продуктов сгорания с заданной температурой. Одновременно в топке происходит процесс теплообмена излучением между продуктами сгорания и расположенными в ней поверхностями нагрева, а также процессы улавливания и удаления некоторой части продуктов сгорания — шлака и золы.

По методу организации процесса сжигания топки разделяют на слоевые и камерные (рис. 19.7). В *слоевых* топках (рис. 19.7, *а*), где сжигают твердое топливо без предыдущего измельчения, процесс горения происходит в основном в слое топлива, которое лежит на колосниковой решетке. В *камерных* топках (рис. 19.7, *б*) сжигают измельченное до пылевидного состояния твердое топливо, а также редкое и газообразное. Процесс горения в них происходит в топочном пространстве. Камерные топки, в свою очередь, в зависимости от аэродинамической схемы делят на *факельные* (прямоточные) и *вихревые* (циклонные). Вихревые топки для твердого топлива по ряду признаков занимают промежуточное положение между слоевыми и факельными. Иногда применяют комбинированные факельно-слоевые топки.

Для лучшего сжигания в слоевую топкую надо подавать заранее сортированное топливо. В случае сжигания несортированного рядового топлива, которое содержит значительное количество мелких частиц (1...6 мм), экономичность и мощность слоевой топки резко падают.

Слой твердого топлива может лежать неподвижно на составленной из колосников решетке, а в механических топках слой топлива может медленно двигаться вдоль колосниковой решетки или вместе с ней.

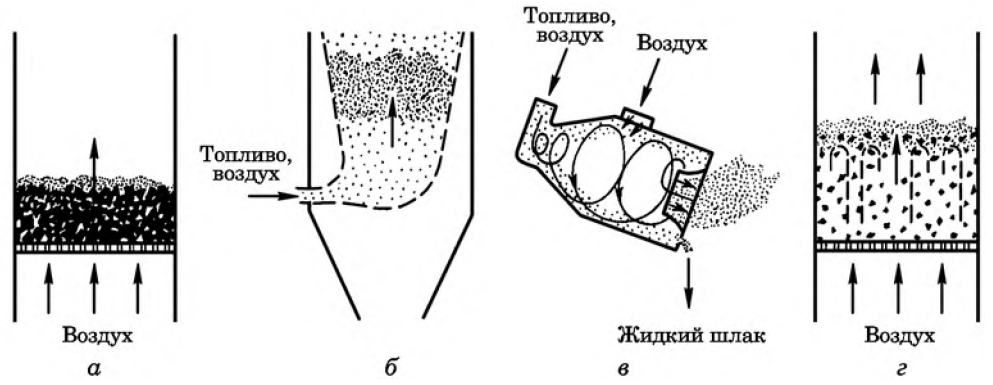


Рис. 19.7. Схема организации топочных процессов:

а — в сплошном слое; *б* — в пылевидном состоянии (факельный процесс горения топлива); *в* — в циклонной топке; *г* — в кипящем слое

Необходимый для сгорания воздух подают снизу под колосниковую решетку, и сквозь отверстия в колосниках он проникает в горящий слой топлива. Образованные продукты сгорания вместе с излишком воздуха выходят из слоя в топочное пространство, где воспламеняют летающие компоненты топлива и промежуточные продукты сгорания, и дальше поступают в газоходы котла. Твердые остатки продуктов сгорания (шлак и пр.) удаляются через колосниковую решетку вниз в зольник (поддувало), а оттуда — за пределы котельной.

Слоевые топки изготовляют ручными и механизированными. *Ручные топки* с неподвижной решеткой используют в котлах паропроизводительностью до 1 т/ч. Загрузка в них периодическая. *Механизированные слоевые топки* используют в котлах производительностью 10...30 т/ч. Котлы невысокой производительности оборудуют слоевой топкой с неподвижной колосниковой решеткой и с пневматическим забрасывателем топлива на решетку. Пневматический забрасыватель, который имеет ротор с лопастями, приводится в действие электродвигателем через трехступенчатую клиноременную передачу, обеспечивающую частоту вращения ротора 500, 600 и 700 $мин^{-1}$; этим регулируется количество подаваемого топлива.

В факельных топках в топочную камеру подают смесь топлива и воздух. Топливо воспламеняется и горит на лету в топочном пространстве. В аэродинамическом отношении факельный способ сжигания характеризуется прямоточностью — беспрерывным движением топлива вместе с потоком воздуха и продуктов сгорания в топочной камере.

Факельные топки универсальны и дают возможность сжигать любое топливо. Простейшие по конструкции, такие топочные устройства применяют для газообразного топлива, которое не нужно заранее готовить для сжигания. Жидкое топливо сначала мелко распыляют с помощью форсунок, а твердое — размалывают в мельницах и сжигают потом в виде мелкой пыли, которая вдувается в топочную камеру в смеси с воздухом.

Наиболее распространенный тип вихревых топок — циклонные топки для сжигания твердого топлива (рис. 19.7, *в*). Камеры сгорания для этих топок имеют вид горизонтальных (немножко наклоненных к горизонту) или вертикальных цилиндров. Воздух в циклонную топку подают тангенциально с большой скоростью, обусловливающей интенсивное движение воздуха и продуктов сгорания, вместе с которыми двигаются и частички топлива. Они отбрасываются центробежной силой к периферии камеры сгорания, где получается своеобразный подвижный топливный слой. Наиболее мелкие частички топлива сгорают на лету очень быстро, а крупные частички находятся во вращательном движении и с течением времени также сгорают.

Из циклона топочные газы через горловину (газовое окно), размещенную в топке камеры сгорания, поступают в камеру охлаждения, где воспламеняются частички топлива и газообразные продукты неполного сгорания.

Чтобы обеспечить высокие температуры, камеру сгорания делают футерованной (обычно применяют хромитовую обмазку экранных труб, к которым приварены шипы). Значительная продолжительность пребывания частичек топлива и золы в циклоне, а также высокая температура в нем дают возможность получать жидкий шлак, который состоит из 90-95 % золы топлива, и сжигать в циклонных топках не только пыль, но и мелкие частички размером до 5 мм.

Дальнейшим развитием слоевого сжигания твердого топлива является применения *кипящего слоя* (рис. 19.7, *г*). Способ кипящего слоя характеризуется тем, что зернистый материал (дробленый уголь с размерами частиц до 25 мм) сгорает в топочном пространстве во взвешенном состоянии в потоке воздуха, что двигается снизу вверх. Содержимое топлива в слое по массе составляет 5-7 %, остальное — инертный материал, который не принимает участия в процессе сгорания. Топливо циркулирует в кипящем слое до тех пор, пока полностью не выгорит. Движение в слое частичек топлива, которые сгорают, определяется скоростью воздуха в слое $w_{в}$, а унос частиц золы сгоревшего топлива — скоростью воздушного потока над кипящим слоем $w_{п.}$ Чтобы предотвратить образование значительного количества токсичных оксидов азота NO_x и серного ангидрида SO_2, организуют низкотемпературный кипящий слой горящего топлива (800...900 °С), для чего в нем располагают испарительные и пароперегревательные поверхности нагрева.

Характеристиками топки являются: валовая мощность $Q_{т}$, кВт, которая равняется произведению часового количества сжигаемого топлива B на его нижнюю теплоту сгорания $Q_{н}^{р}$; объем топочной камеры $V_{т}$, м^3, и тепловое напряжение ее $q_V = Q_{т}/V_{т} = BQ_{н}^{р}/V_{т}$, кДж/(м^3 · ч). Экономичность топки характеризуется ее КПД, который учитывает такие тепловые потери: от химической неполноты сгорания q_3; от механической неполноты сгорания q_4; от внешнего охлаждения поверхности топки q_5 и потери q_6 — с физической теплотой шлаков и на охлаждение панелей и балок, которые не входят в состав циркуляционного контура котла.

Основным элементом парового котла с естественной циркуляцией есть барабан, к которому присоединяют кипятильные и опускные трубы, питательные трубы, предупредительные устройства и контрольно-измерительные приборы. Внутри барабана размещают сепараторные устройства.

Барабаны предназначены для отделения насыщенного пара от воды, удаления из него избыточной влаги, а также для аккумулирования необходимого для надежной работы котла количества воды.

Внутреннюю часть пространства барабана, которая всегда заполнена водой до определенного уровня, называют *водным объемом (пространством)*, а заполненную паром при работе котла — *паровым объемом (пространством)*.

Пар, который образуется в испарительных поверхностях нагрева котла, с большими скоростями выносится через зеркало испарения в паровой объем барабана, захватывая с собою мелкие капельки воды с растворенными в ней солями. Эти соли после испарения капелек воды в пароперегревателе откладываются на внутренней поверхности змеевиков, вследствие чего в них ухудшается теплообмен и возникает нежелательное повышение температуры металла трубок. Соли могут откладываться также в арматуре паропроводов и провоцировать нарушение ее плотности. Размеры капелек воды, которые содержатся в паре, колеблются в широких пределах.

Для отделения капелек воды от пара применяют различные сепараторные устройства, построенные на использовании разных механических факторов: гравитации, инерции, пленочного эффекта. При использовании сепараторных устройств содержание влаги в пару составляет до 0,1-0,15 %.

ЭКОНОМАЙЗЕРЫ

Они служат для подогревания питательной воды отходящими из топки газами перед ее поступлением в испарительную часть котла. Располагают их в газоходе котла за пароперегревателями (по ходу движения газа) и изготовляют из стальных или чугунных труб, собранных в пакеты (рис. 19.8). Чугунные трубы имеют обычно наружное оребрение для

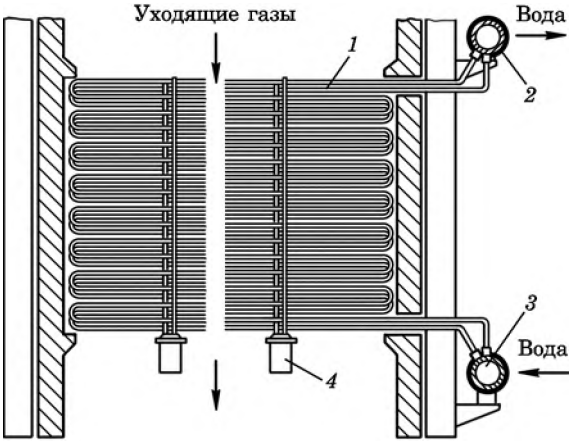


Рис. 19.8. Стальной водяной экономайзер:
1 — трубы; *2* — коллектор подогретой воды; *3* — коллектор исходной (питательной) воды; *4* — опора змеевиков

повышения интенсивности теплоотдачи от дымовых газов к стенке труб, которая в данном случае лимитирует общую скорость теплоотдачи. Различают экономайзеры кипящего и некипящего типов; в первых из них до 10 % воды превращается в пар.

При проектировании экономайзеров предусматривают, чтобы температура воды на входе в них была выше температуры точки росы дымовых газов. При этом на наружной стенке труб не происходит конденсации водяных паров, содержащихся в газах, и, следовательно, не наблюдается интенсивной коррозии труб.

ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛИ

Это устройства для подогревания воздуха уходящими из котла дымовыми газами перед подачей его в топку котла. По способу теплообмена воздухоподогреватели подразделяют на *рекуперативные*, в которых теплота от газа к воздуху передается через разделяющую их стенку, и *регенеративные*, представляющие собой набивку, заполняющую объем воздухоподогревателя, через которую поочередно продувают то дымовые газы, нагревающие набивку, то воздух, отбирающий теплоту от нагретой набивки.

В котлах малой и средней тепловой мощности воздухоподогреватели обычно выполняют в виде рекуперативных трубчатых теплообменников — многоходовых по воздуху (рис. 19.9). Дымовые газы движутся по вертикальным стальным трубам диаметром 30...40 мм, а воздух омывает их снаружи, перемещаясь в поперечном направлении.

Воздухоподогреватели устанавливают за экономайзерами (по ходу газа). Во избежание конденсации водяных паров, содержащихся в дымовых газах, температуру воздуха на входе в воздухоподогреватель поддерживают на 5...10 °С выше температуры точки росы дымовых газов путем предварительного нагревания воздуха или его рециркуляции. В первом случае воздух подогревают в специальных калориферах, во втором — смешивают с горячим воздухом, отбирая его из воздушного тракта на входе в дутьевой вентилятор. Поскольку в нижней части воздухоподогревателя все-таки происходит низкотемпературная коррозия, то для увеличения его ремонтопригодности нижний ход воздухоподогревателя делают съемным, подвешивая его к балкам каркаса.

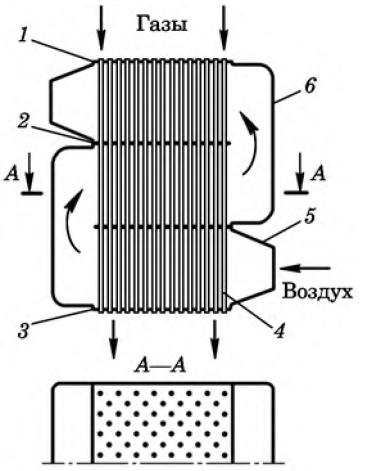


Рис. 19.9. Рекуперативный воздухоподогреватель:

1, 3 — трубные доски (перегородки); *2* — промежуточная перегородка; *4* — трубы; *5* — входной короб; *6* — перепускной короб

При работе котла трубы из-за нагревания удлиняются вверх и перемещают жестко связанные с ними промежуточные и

верхнюю трубные доски. Чтобы обеспечить свободное перемещение трубной системы при одновременном сохранении плотности между газовым потоком и внешней средой, а также между воздушным и газовым потоками, устанавливают специальные компенсаторы температурных удлинений, выполненные в виде сегментов-линз, уплотняющейся набивки или устройства погружного типа. В рекуперативных трубчатых подогревателях воздух можно подогреть до температуры максимум 350...380 °С.

ПАРОПЕРЕГРЕВАТЕЛИ

Эти устройства предназначены для повышения температуры насыщенного пара (перегрева) при постоянном давлении путем передачи пару определенного количества теплоты от дымовых газов, проходящих по газовому тракту котельной установки. Их подразделяют на радиационные и конвективные, в зависимости от преобладающего способа передачи теплоты в них.

Радиационные перегреватели располагают на выходе газов из топки или в газоходе, в зоне высоких температур дымовых газов, поэтому основной поток теплоты к ним передается за счет излучения.

Конвективные перегреватели помещают в газоходе в зоне более низких температур, поэтому теплота в этом случае передается преимущественно путем конвективного теплообмена.

Пароперегреватели изготовляют из труб диаметром 25-54 мм. В зависимости от направления движения пара и газа они бывают (рис. 19.10) прямоточными, противоточными и со смешанным движением потоков.

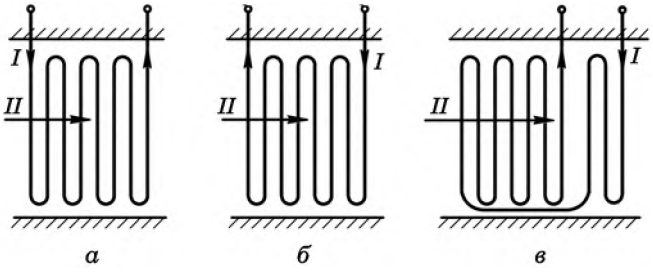


Рис. 19.10. Схемы пароперегревателей:
а — прямоточного; *б* — противоточного; *в* — со смешанным движением потоков

Радиационные пароперегреватели конструктивно выполняют в виде ширм, которые состоят из близко расположенных одна от другой труб, находящихся в одной плоскости; концы труб вварены во входной и выходной коллекторы. В котле обычно есть несколько рядов ширм, расположенных на расстоянии 450-1000 мм одна от другой. Трубы в ширмах могут быть как вертикальными, так и горизонтальными. При вертикальном расположении труб ширмы легче подвешивать (в этом случае их подвешивают за коллекторы), но труднее сливать конденсат при остановках котла.

19.2.4. Тепловой и эксергетический балансы котла

Тепловой баланс котельного агрегата составляют для стационарных условий в расчете на 1 кг твердого или жидкого топлива или на 1 м^3 газообразного топлива, отнесенного к нормальным физическим условиям (0 °С и 760 мм рт. ст. = 0,1013 МПа). Он выражает равенство между приходной теплотой, называемой *располагаемой теплотой*, и расходной.

Располагаемая теплота $Q_р$ включает в себя: низшую теплоту сгорания топлива в расчете на рабочую массу топлива $Q_н^р$, физическую теплоту $Q_т$, вносимую в топку топливом; физическую теплоту воздуха $Q_в$, поступающего в воздухоподогреватель, и физическую теплоту пара $Q_п$, подаваемого на распыление жидкого топлива (если котел работает на жидком топливе, а распыление осуществляется паром):

$$Q_р = Q_н^р + Q_т + Q_в + Q_п. \qquad (19.1)$$

Поскольку $Q_н^р \gg Q_т$, $Q_в$ и $Q_п$, то в приближенных расчетах можно принять $Q_р \approx Q_н^р$.

Расходная часть теплового баланса $Q_{расх}$ представляет собой сумму: полезно используемой теплоты (в котле, пароперегревателе и экономайзере) Q_1, а также потерь теплоты с уходящими газами Q_2, от химической неполноты сгорания топлива Q_3, от механической неполноты сгорания топлива Q_4, в окружающую среду Q_5 и со шлаками Q_6, удаленными из топки, т. е.

$$Q_р = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \qquad (19.2)$$

Поделив в (19.2) каждый член на $Q_р$ и умножив на 100, получим тепловой баланс в процентах к располагаемой теплоте:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \qquad (19.3)$$

где

$$q_1 = \frac{Q_1}{Q_р}100,\ q_2 = \frac{Q_2}{Q_р}100,\ q_3 = \frac{Q_3}{Q_р}100,\ q_4 = \frac{Q_4}{Q_р}100,\ q_5 = \frac{Q_5}{Q_р}100,\ q_6 = \frac{Q_6}{Q_р}100.$$

Коэффициент полезного действия котла брутто $\eta_к$ представляет собой отношение полезно используемой теплоты Q_1 к располагаемой теплоте $Q_р$, выраженное в процентах:

$$\eta_к = \frac{Q_1}{Q_р}100 = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \qquad (19.4)$$

Потери теплоты с уходящими газами зависят от их температуры и количества. На объем уходящих газов значительно влияют режим работы топки (в первую очередь коэффициент избытка воздуха в топке) и наличие подсосов воздуха через неплотности в обмуровке котла. При чрезмерном увеличении коэффициента избытка воздуха, подаваемого на горение, возрастает объем отходящих дымовых газов, что приводит

к неоправданному увеличению теплопотерь q_2, а при заниженном его значении усиливается химическая неполнота сгорания топлива (химический недожог) q_3. Потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива (механический недожог) имеют место только при сжигании твердого топлива. Потери теплоты с уходящими газами составляют 6-15 %, от химического недожога — 0-2, от механического — 0-12, в окружающую среду — 0,5-3,0, со шлаками, удаляемыми из топки, — 0-5 %.

Для различных типоразмеров котельных установок КПД брутто $\eta_к$ колеблется в пределах 83...91 %; большие значения относятся к высокопроизводительным энергетическим котлам.

Эксергетический баланс котла в отличие от теплового баланса, приведенного выше, учитывает качественные изменения теплоты, обусловленные происходящими в котле необратимыми процессами. При их протекании энергия теряет способность передаваться в форме работы и, таким образом, обесценивается.

Эксергетический КПД котла

$$\eta_э = \frac{E_1}{E_р} = 1 - \frac{\Sigma\Delta E_1}{E_р}, \qquad (19.6)$$

где E_1, $E_р$ — эксергии полезно использованная и располагаемая, Дж/кг топлива или Дж/м^3 топлива; $\Sigma\Delta E_i$ — суммарные потери эксергии из-за необратимости процессов, протекающих в котле: горения, теплообмена, движения потоков, подсоса воздуха через неплотности в арматуре и т. п.

Располагаемая эксергия в котле складывается из эксергии топлива $E_т$ и воздуха $E_в$, подаваемого в топку:

$$E_р = E_т + E_в. \qquad (19.6)$$

Потери эксергии при горении

$$\Delta E_г = E_р - E_а, \qquad (19.7)$$

где $E_а$ — эксергия продуктов сгорания при адиабатных условиях.

Потери эксергии при теплообмене

$$\Delta E_0 = \Delta E_1 - \Delta E_2, \qquad (19.8)$$

где ΔE_1 — потери эксергии продуктов сгорания при передаче теплоты в котельной установке, Дж/кг топлива; ΔE_2 — увеличение эксергии пара, воспринимающего теплоту от продуктов сгорания, Дж/кг топлива.

Потери эксергии при подсосе воздуха через неплотности в арматуре

$$\Delta E_{см} = (E_1 + E_2) - E_{см}, \qquad (19.9)$$

где E_1 и E_2 — эксергия смешивающихся потоков, Дж/кг топлива; $E_{см}$ — эксергия смеси, Дж/кг топлива.

Расчеты эксергетического КПД котла, проводимые по соотношениям (19.5)-(19.9), показывают, что он составляет примерно 45 %, а по-

тери от неравновесности процессов горения — 25-30 %; примерно столько же приходится на неравновесность процессов теплообмена, тогда как потери эксергии с уходящими газами не превышают 1 %.

Расход топлива в топке котла, кг/ч или м^3/ч, находят из отношения количества теплоты, которое нужно затратить на получение перегретого пара $Q_{\text{пер}}$, продувочной воды $Q_{\text{пр}}$ и насыщенного пара $Q_{\text{нас}}$, к получаемой полезной теплоте от 1 кг или 1 м^3 топлива:

$$B = \frac{Q_{\text{пр}} + Q_{\text{пр}} + Q_{\text{нас}}}{Q_1} =$$

$$= \frac{D_{\text{пер}}\left(h_{\text{пер}} - h_{\text{п.в}}\right) + D_{\text{пр}}\left(h' - h_{\text{п.в}}\right) + D_{\text{нас}}\left(h''_{\text{нас}} - h_{\text{п.в}}\right)}{Q_{\text{р}}\eta_{\text{к.бр}}}, \qquad (19.11)$$

где $Q_{\text{пер}} = D_{\text{пер}}\left(h_{\text{пер}} - h_{\text{п.в}}\right)$, $Q_{\text{пр}} = D_{\text{пр}}\left(h' - h_{\text{п.в}}\right)$, $Q_{\text{н}} = D_{\text{нас}}\left(h''_{\text{нас}} - h_{\text{п.в}}\right)$ — затраты теплоты соответственно на получение перегретого пара, продувочной воды, насыщенного пара, кДж/ч; $D_{\text{пер}}$, $D_{\text{пр}}$, $D_{\text{нас}}$ — расходы соответственно перегретого пара, продувочной воды, насыщенного пара, кг/ч; $h_{\text{пер}}$, h', $h''_{\text{нас}}$, $h_{\text{п.в}}$ — энтальпии соответственно перегретого пара, продувочной воды, насыщенного пара, питательной воды, кДж/кг.

Различные виды и марки топлива отличаются своими теплотами сгорания, что затрудняет сравнение по расходу топлива теплоэнергетических установок, работающих на разных топливах. В связи с этим введено понятие *условного топлива*, под которым понимают топливо, имеющее низшую теплоту сгорания 29 308 кДж/кг (7 000 ккал/кг). Это соответствует низшей теплоте сгорания малозольного сухого угля.

Расход условного топлива, кг/ч, в топке котла

$$B_{\text{у}} = \frac{D_{\text{пер}}\left(h_{\text{пер}} - h_{\text{п.в}}\right) + D_{\text{пр}}\left(h' - h_{\text{п.в}}\right) + D_{\text{нас}}\left(h''_{\text{нас}} - h_{\text{п.в}}\right)}{29308\eta_{\text{к}}}, \qquad (19.11)$$

где обозначения соответствуют приведенным к формуле (19.10).

19.2.5. Вспомогательные устройства котельных установок

ВОДОПОДГОТОВКА И ВОДНЫЙ РЕЖИМ КОТЛОВ

В природной воде содержатся твердые взвеси минерального и органического происхождения, растворенные минеральные соли и газы, которые могут отрицательно сказаться на работе котла. Поэтому перед подачей в котел вода проходит специальную подготовку.

Природные воды подразделяют на пресные (содержание солей до 1 кг/м^3), солоноватые (содержание солей 1-25 кг/м^3) и соленые с содержанием солей более 25 кг/м^3. В качестве показателей, характеризующих свойства воды, используют следующие: общее солесодержание, жесткость, щелочность, кислотность, окисляемость, растворимость солей и газов и пр.

Общее солесодержание определяют как массу сухого остатка примесей, получаемого при упаривании 1 л профильтрованной воды с последующим высушиванием этого остатка при температуре 105 °С.

Общей жесткостью воды называют суммарную концентрацию растворенных солей кальция и магния, выражаемую в моль/м^3.

Различают карбонатную и некарбонатную жесткость. Карбонатная, или временная (исчезающая при кипячении), жесткость $H_к$ обусловлена наличием в воде двууглекислых солей кальция и магния (бикарбонатов): $Ca(HCO_3)_2$ и $Mg(HCO_3)_2$. Некарбонатная (или постоянная) жесткость $H_{нк}$ вызывается наличием в воде сульфатов и хлоридов кальция и магния ($CaSO_4$, $MgSO_4$, $CaCl_2$, $MgCl_2$) и других солей, например $CaSiO_3$. Сумма карбонатной и некарбонатной жесткостей дает общую жесткость.

Щелочность воды характеризуется количеством содержащихся в ней щелочных соединений, к которым относятся гидраты (например, NaOH), карбонаты (например, Na_2CO_3), бикарбонаты ($NaHCO_3$) и т.п. В воде эти соединения диссоциируют на ионы и обусловливают наличие в ней отрицательных ионов OH^-, CO_3^{2-}, HCO_3^-, повышающих щелочность воды.

Кислотность воды определяется значением pH, которое представляет собой показатель отрицательной степени количества ионов водорода в воде. При равенстве количеств положительных (водородных) и отрицательных (гидроксильных) ионов ($|H| = |OH| = 10^{-7}$) вода имеет нейтральную реакцию и ее pH 7. У воды с кислой реакцией pH < 7, а у воды со щелочной реакцией pH > 7.

Окисляемость воды характеризуется наличием в ней органических соединений. Определяют ее по расходу кислорода или перманганата калия, использованных для окисления органических веществ, содержащихся в 1 л воды, либо по потере массы сухого остатка, сожженного при 800 °С.

Для удаления из питательной воды воздуха и диоксида углерода ее нагревают до температуры, близкой к температуре кипения, при соответствующем давлении. Этот процесс называют *дегазацией* (*деаэрацией*).

Растворенный в воде кислород приводит к так называемой кислородной коррозии. Она проявляется в том, что кислород, растворенный в воде, электрохимически взаимодействует с металлом труб, вызывая тем самым его разрушение.

Нормы качества питательной воды, подпиточной сетевой воды и пара регламентируются Правилами технической эксплуатации электрических станций и сетей.

Подготовка воды к питанию котла заключается в удалении из воды взвешенных частиц, умягчении воды (снижении жесткости), дегазации.

Удаление из воды взвешенных частиц (осветление воды) осуществляют фильтрованием ее через осветлительные фильтры, в которых в качестве фильтрующих элементов используют песок, мраморную крошку, дробленый антрацит, либо коагуляцией и осаждением. Коагуляция частиц достигается введением в воду сернокислого алюминия $A1_2(SO_4)_3 \cdot 18H_2O$.

Умягчение воды, т. е. снижение ее жесткости, имеет целью удаление из нее растворенных солей, образующих в котле накипь. Для умягчения воды применяют методы осаждения и ионного обмена. В первом случае в воду добавляют реактивы (соду, известь), причем химическое взаимодействие их с солями-накипеобразователями приводит к образованию солей с ничтожно малой растворимостью, которые выпадают в осадок в водоподготовительной установке. Умягчение воды методом ионного обмена осуществляют в ионитовых фильтрах, пропуская воду через слой зернистого ионита. Иониты подразделяют на *катиониты*, если они задерживают катионы (положительно заряженные ионы), и *аниониты*, если они задерживают анионы (отрицательно заряженные ионы). Анионы, находящиеся в растворе, задерживаются анионитом в результате их хемосорбции — замены ионами, входящими в состав ионита.

Дегазацию, т. е. удаление из питательной воды кислорода и диоксида углерода, осуществляют в специальных агрегатах — дегазаторах (деаэраторах). В питательной воде паровых котлов и в подпиточной воде водогрейных котлов содержание кислорода должно быть в пределах 0,03...0,1 г/м^3, а свободного диоксида углерода — менее 2 г/м^3.

В настоящее время преимущественное распространение получил термический способ дегазации, основанный на уменьшении растворимости газов в жидкостях с повышением температуры. В зависимости от давления в аппарате дегазаторы подразделяют на вакуумные — $p = (0{,}5\text{-}0{,}9) \cdot 10^5$ Па, атмосферные — $(1{,}05\text{-}1{,}2) \cdot 10^5$ Па, высокого давления — $p = (5\text{-}15) \cdot 10^5$ Па.

Дегазацию в паровых котельных установках осуществляют с помощью пара, смешиваемого с питательной водой. Например, пар поступает навстречу питательной воде, нагревая ее до температуры кипения 104...106 °С, что соответствует избыточному давлению в деаэраторе 0,02-0,025 МПа. При этом из воды выделяется воздух.

ТЯГОДУТЬЕВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Движение воздуха и дымовых газов в газовоздушном тракте котла сопровождается потерями давления в результате трения их о стенки каналов и на преодоление местных сопротивлений (сужение или расширение потока, повороты и т.п.). Напор, необходимый для преодоления этих сопротивлений, может создаваться за счет естественной или искусственной тяги.

При искусственных дутье и тяге воздух подают с помощью дутьевых вентиляторов, развивающих давление 1,0-1,25 кПа, а топочные газы удаляют с помощью дымососов, способных выдерживать высокую (выше 100 °С) температуру газов и имеющих износостойкие (против истирания золой) лопатки.

В качестве дутьевых обычно применяют радиальные (центробежные) вентиляторы среднего давления. Подачу их рассчитывают по рас-

ходу необходимого для горения воздуха, а напор определяют из суммарного аэродинамического сопротивления воздушного тракта.

Установочная мощность дутьевого вентилятора, кВт,

$$N_{\text{д.в}} = \frac{1{,}1 V_{\text{д.в}} \Delta p_{\text{д.в}}}{1000 \eta_{\text{д.в}} \eta_{\text{р.п}}}, \qquad (19.12)$$

где 1,1 — коэффициент запаса; $V_{\text{д.в}}$, $\Delta p_{\text{д.в}}$ — подача, м^3/с, и напор, Па, вентилятора; $\eta_{\text{д.в}}$ — КПД дутьевого вентилятора; $\eta_{\text{р.п}} = 0{,}95$ — КПД ременной передачи.

Потребляемая мощность дымососа, кВт,

$$N_{\text{дым}} = \frac{1{,}1 V_{\text{дым}} \Delta p_{\text{дым}}}{1000 \eta_{\text{дым}} \eta_{\text{р.п}}}, \qquad (19.13)$$

где $V_{\text{дым}}$ — объемный расход дымовых газов, м^3/с; $\Delta p_{\text{дым}}$ — напор, развиваемый дымососом, Па; $\eta_{\text{дым}}$ — КПД дымососа; $\eta_{\text{р.п}} = 0{,}95$ — КПД ременной передачи дымососа.

СИСТЕМА ПИТАНИЯ КОТЛА

В паровых отопительных котлах низкого давления (до 70 кПа) конденсат к котлу может возвращаться самотеком, для этого котлы располагают ниже сети. К паровым котлам с давлением пара свыше 70 кПа предъявляют более жесткие требования по надежности их эксплуатации.

В питательное оборудование паровой котельной входят конденсатные и питательные баки, конденсатные и питательные насосы, теплообменники. Конденсатные баки и конденсатные насосы устанавливают обычно в подвале котельной.

Для питания котлов устанавливают не менее двух насосов, из которых один должен иметь электрический привод, а другой — паровой; подача каждого из насосов должна не менее чем на 20 % превышать номинальную. При этом насос с паровым приводом является резервным. В паровых котельных низкого давления (до 70 кПа) оба насоса должны иметь электропривод.

В насосной водогрейной котельной устанавливают циркуляционные, подпиточные и (при необходимости) подмешивающие насосы. Подмешивающие насосы ставят для того, чтобы подогреть обратную сетевую воду перед ее вводом в котел до температуры выше точки росы дымовых газов. Для этого к ней подмешивают горячую воду. Если температура сетевой воды, подаваемой в котел, будет ниже температуры точки росы дымовых газов, то на металлических поверхностях котла будут конденсироваться пары воды, содержащиеся в этих газах.

Давление, развиваемое насосом, зависит от общего сопротивления тепловой сети и ориентировочно составляет $(2\text{-}4) \cdot 10^5$ Па. В насосной ставят не менее двух циркуляционных насосов, один из которых резервный.

Подпиточный насос в водогрейных котельных компенсирует утечку подпиточной воды из тепловой сети, величину которой принимают равной 1-2 % общего расхода воды в тепловой сети. Подпиточная вода подается в обратную линию перед циркуляционными насосами. Подпиточный насос рассчитывают на преодоление гидростатического давления (2-6) · 10^5 Па. Обычно устанавливают два подпиточных насоса, один из которых резервный.

ШЛАКОЗОЛОУДАЛЕНИЕ

При сжигании твердого и жидкого топлив образуются зола и шлак, которые подразделяют на три части:

провал через зазоры колосниковой решетки (образуется при сжигании твердого топлива в слоевых топках);

шлак (образуется при сжигании твердого топлива в слоевых топках);

унос (образуется во всех случаях при сжигании твердого и жидкого топлив).

Шлак и зола при работе котельной установки накапливаются в шлаковом бункере котла (бункере топки), в бункерах под газоходами котла и в бункерах золоуловителей, входящих в состав золоуловительных установок, располагаемых вне котла. Соотношение этих составляющих зависит от вида и способа сжигания топлива.

При выходе твердых остатков более 100 кг/ч котельную установку оснащают механизированными устройствами для их удаления, в качестве которых применяют механические, пневматические и гидравлические установки.

ЗОЛОУЛАВЛИВАНИЕ

Летучая зола, уносимая из топки котла дымовыми газами, загрязняет окружающую среду и подвергает абразивному износу дымососы, поэтому в паровых котлах предусмотрено ее улавливание.

Под *степенью улавливания* η понимают отношение массы уловленной золы $G_{ул}$ к общей массе $G_{вх}$ золы, поступающей в золоулавливающий аппарат:

$$\eta = (G_{ул}/G_{вх}) \cdot 100. \qquad (19.14)$$

В качестве золоулавливающих устройств на электростанциях применяют мокрые золоуловители и батарейные циклоны.

Мокрыми золоуловителями являются аппараты с прутковыми решетками и аппараты с трубами Вентури; последние получили большее распространение благодаря простоте и компактности. Схема мокрого золоуловителя типа МВ с трубами Вентури показана на рис. 19.11. Вода, выходящая из орошающего сопла, находящегося внутри трубы Вентури *6*, создает в ней разрежение, в результате которого в нее эжектируется золосодержащий газовый поток. В трубе он разгоняется до скорости 50-75 м/с. Золовые частицы увлажняются, образуя пульпу

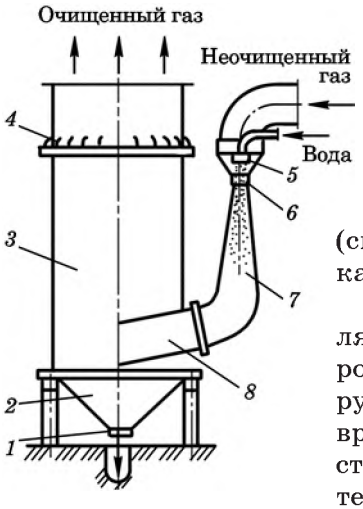


Рис. 19.11. Схема мокрого золоуловителя типа МВ с трубками Вентури:

1 — золосмывное устройство; *2* — коническое днище; *3* — цилиндрический корпус; *4* — смывное сопло; *5* — орошающие сопла; *6* — труба Вентури; *7* — диффузор; *8* — каплеуловитель

(смесь воды и золы), которая стекает по стенкам в золосмывное устройство *1*.

В батарейных циклонах частицы золы удаляются из газового потока под влиянием центробежных сил, действующих на частицы в закрученном потоке. При фиксированной скорости вращения потока, содержащего взвешенные частицы, центробежная сила, действующая на них, тем больше, чем меньше радиус вращения *r*. Поэтому при больших расходах газа более эффективна установка ряда параллельно работающих циклонов малого диаметра, чем одного циклона большого диаметра, что и реализуется в батарейном циклоне (рис. 19.12). Он содержит батарею циклонов малого диаметра (150-250 мм), называемых элементами циклона. Запыленный газ входит *I* в среднюю часть аппарата и распределяется по элементам циклона *2*, вмонтированным в перегородку *1*. Очищенный газ *II* удаляется через штуцер в верхней части аппарата, а выделенная пыль *III* — через нижний штуцер.

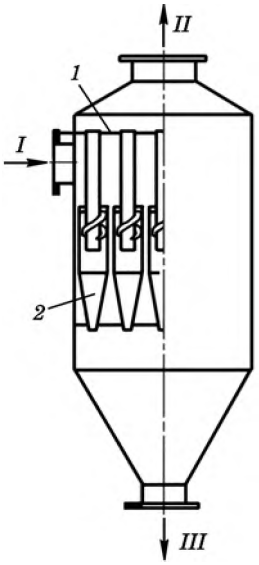


Рис. 19.12. Принципиальная схема батарейного циклона

Степень очистки дымовых газов в батарейных циклонах-золоуловителях ниже, чем в электрофильтрах и мокрых золоуловителях, кроме того, они подвержены интенсивному абразивному износу. Поэтому батарейные циклоны часто ставят в качестве первой ступени золоулавливания — для удаления наиболее крупных зольных частиц.

19.3. Теплогенераторы

В сельской местности более 90 % потребности в теплоте удовлетворяется за счет индивидуальных систем теплоснабжения. Одним из индивидуальных средств теплоснабжения является теплогенератор, предназначенный для воздушного отопления и вентиляции животноводческих зданий, теплиц, мастерских и других помещений. Теплогенераторы используются для активного вентилирования зерна, сена и т.п. Они работают на газообразном или жидком топливе.

В табл. 19.1 приведены технические характеристики теплогенераторов, которые используются в сельскохозяйственном производстве.

Схема теплогенератора ТГ-2,5А приведена на рис. 19.13. Теплогенератор имеет цилиндрический корпус *4*, изготовленный из жароустойчивой нержавеющий стали. Внутри корпуса размещаются дымоход *2*, теплообменник *3*, главный осевой вентилятор *1* с электродвигателем и кожухом. Теплообменник *3* имеет камеру сгорания и ребристый радиатор со вставками, предназначенными для замедления тяги.

К корпусу *4* прикреплены горелки *6*, трансформатор системы зажигания *8*, топливный отстойник *7*, пульт управления *9* и датчик системы автоматики *5*.

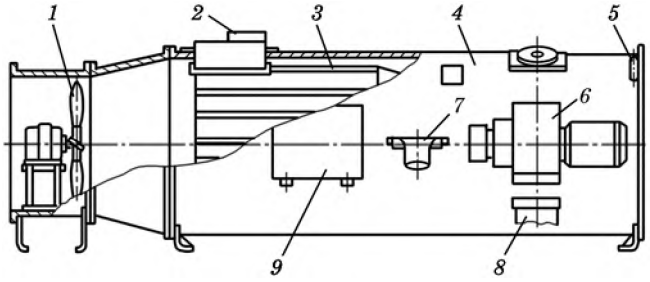


Рис. 19.13. Схема теплогенератора ТГ-2,5А

Теплогенератор ТГ-2,5А — это целиком автоматизированная теплогенерирующая установка для нагревания воздуха продуктами сгорания топлива в поверхностном теплообменнике. Главный осевой вентилятор подает холодный воздух в теплообменник *3*, при этом подача вентилятора регулируется изменением угла поворота лопаток. Нагретый воздух из теплообменника *3* направляется к потребителю. Горелка *6* служит для распыления топлива, подаваемого под давлением 0,98-1,37 МПа через магнитный клапан в распылитель. Поток топлива, проходящий через распылитель, приобретает вращательно-вихревое движение и поступает в камеру сгорания теплогенератора.

Таблица 19.1.

Типы теплогенераторов, применяемых в сельскохозяйственном производстве

Марка	Тепловая мощность, кВт	Расход воздуха, $м^3/ч$	Температура нагретого воздуха, град. С	КПД, %	Вид топлива
ТГ-1,0 А	116	6000-8000	48..58	87	Керосин
ТГ-1,5	175	10000-14000	35...50	89	Печное бытовое
ГТГ-1,5	175	10000-14000	35...50	90	Природный газ
ТГ-2,5 А	290	14000-18000	50	89	Печное бытовое
ТГ-Ф-2,5 Б	290	20000	50	91	То же
ГТГ-2,5 А	290	17000	45...55	91	Природный газ
ТГ-3,5	408	25000	53	90	Керосин, дизельное, печное бытовое
ТГ-Ф-352	408	22500	53	91	Печное бытовое

Воздушному потоку, который подается центробежным вентилятором, перед поступлением в камеру сгорания завихрителя также сообщается вращательно-вихревое движение, но противоположного по сравнению с распыленным топливом направления. Продукты сгорания топлива проходят между вставками и ребрами теплообменника, передают им свою теплоту и через дымоход *2* выходят наружу.

Теплогенератор ГВН-450 «Аэротеры» комплектаций КО2 и КО5 имеет следующие теплотехнические характеристики:

Номинальная мощность, кВт	450
Расход газа при нормальных физических условиях, $м^3/ч$	58
Давление газа, кПа	5
Температура нагреваемого воздуха, °С	50...100
Объемный расход подогреваемого воздуха, $м^3/ч$	16000
КПД, %	90

Промышленность выпускает теплогенераторы типа ТИ с максимальной производительностью 2000; 3000; 5000 и 6000 $м^3/ч$. Работают они в комплекте с газогенератором марок ГГ-30, ГГ-100 и ГГ-200.

Тепловой мощностью теплогенератора называется количество теплоты, передаваемой потребителям в единицу времени:

$$Q_{тг} = Vc'(t_1 - t_2), \qquad (19.15)$$

где V — объемный расход воздуха, $м^3/с$; c' — удельная объемная теплоемкость воздуха, $кДж/(м^2 \cdot К)$; t_1 и t_2 — температуры воздуха на входе в теплогенератор и на выходе из него, °С.

Массовый расход топлива, кг/с, определяется из соотношения

$$B = \frac{Q_{тг}}{Q_н^р \eta_{тг}}, \qquad (19.16)$$

где $Q_н^р$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг (или $кДж/м^3$); $\eta_{тг}$ — КПД теплогенератора, %.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое котельный агрегат, котельная установка, каковы их составляющие части? Приведите основные характеристики котельной установки.
2. Изложите классификацию котлов.
3. Приведите принципиальную схему котлоагрегата и дайте соответствующие разъяснения.
4. Изложите основные показатели водогрейных и паровых котлов.
5. Запишите тепловой баланс котла, выражения для КПД котла брутто, расхода топлива.
6. Приведите сведения об эксергетическом КПД котла.
7. Охарактеризуйте вспомогательные системы и устройства котельной установки.
8. Приведите сведения о внутрикотловой гидродинамике.
9. Опишите принцип работы теплогенератора. Как определяется расход топлива на теплогенератор?

20. КОМПРЕССОРЫ. ВЕНТИЛЯТОРЫ

20.1. Общие сведения и классификация компрессоров

Компрессорами называют машины, предназначенные для повышения давления газа. Их можно классифицировать по разным признакам.

По принципу действия различают компрессоры: объемные, в том числе поршневые (с возвратно-поступательным движением поршня), мембранные (роль поршня выполняют мембраны), ротационные (с вращательным движением поршней-вытеснителей) и винтовые; динамические, в том числе центробежные (радиальные) и осевые. В объемных компрессорах засасываемый газ сжимается в замкнутом пространстве. После достижения необходимого давления газ выталкивается из компрессора. В динамических компрессорах преобразование энергии можно условно разделить на два этапа. На первом этапе за счет подводимой механической энергии газу сообщается кинетическая энергия, а на втором этапе она частично преобразуется в энергию давления газа. Оба этапа могут происходить одновременно. Динамические компрессоры относятся к машинам лопаточного типа. Характерная особенность таких машин — непрерывность процесса сжатия. В поршневых компрессорах газ сжимается за счет поступательно-возвратного движения поршня в цилиндре.

В центробежных компрессорах поток движется от центра к периферии вращающегося колеса, т. е. радиально, а в осевых — параллельно оси вращения рабочего колеса.

По назначению компрессоры классифицируют в зависимости от области их использования: энергетические, химические, общего назначения и пр.

В зависимости от вида используемого газа различают воздушные и газовые компрессоры. Воздушные компрессоры широко используют в агропромышленном комплексе и перерабатывающей промышленности для привода пневмомеханизмов, вибраторов, при выполнении строительных и дорожных работ, в холодильных установках и других областях. Газовые компрессоры используют при перекачивании природного газа, сжатии кислорода и других газов.

По степени повышения давления различают: вакуум-компрессоры; компрессоры низкого давления с конечным давлением сжатия 0,15-1,2 МПа, среднего — 1,2-10, высокого — 10-100, сверхвысокого — более 100 МПа.

По подаче компрессоры подразделяют на компрессоры малой подачи — до 0,015; средней — 0,015-1,5 $м^3/с$; большой — более 1,5 $м^3/с$.

В зависимости от типа приводного двигателя — с приводом от электродвигателя, двигателя внутреннего сгорания, газовой турбины. Использование электродвигателя, вал которого служит также валом компрессора (моноблок), позволяет уменьшить габаритные размеры компрессорной установки.

20.2. Поршневые компрессоры

20.2.1. Одноступенчатые компрессоры

В сельскохозяйственном производстве используют в основном поршневые компрессоры. В этих компрессорах газ сжимается во время возвратно-поступательного движения поршня, который приводится в действие электродвигателем или двигателем внутреннего сгорания. В зависимости от степени сжатия поршневые компрессоры бывают одно- и многоступенчатыми; от расположения цилиндров — горизонтальными, вертикальными, V-образными; от числа цилиндров — одно- и многоцилиндровыми.

В цилиндре *5* компрессора (рис. 20.1) движется поршень *6*, соединенный с кривошипно-шатунным механизмом штоком *3* и ползуном (крейцкопфом) *4*. Вращательное движение вала *8* с помощью шатуна *7* превращается в поступательное движение поршня. Цилиндр компрессора, закрытый с обеих сторон крышками, имеет две полости. Такие цилиндры называют цилиндрами двойного действия в отличие от цилиндров простого действия, которые имеют одну рабочую полость.

В стенках цилиндра *5* установлены впускные *1* и выпускные (нагнетательные) *2* клапаны, которые открываются и закрываются под действием перепада давлений между рабочей полостью и соответствующей камерой (всасывающей или нагнетательной).

Действительная индикаторная диаграмма процессов поршневого компрессора показана на рис. 20.2. Процесс *1—2* характеризует сжатие газа, *2—3* — нагнетание, *3—4* — расширение, *4—1* — всасывание.

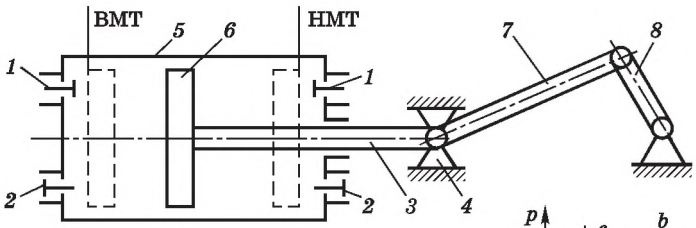


Рис. 20.1. Конструктивная схема поршневого компрессора

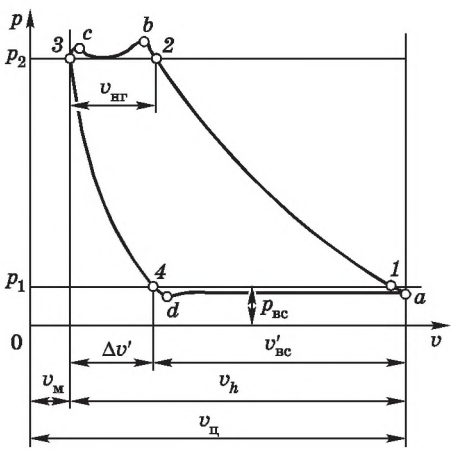


Рис. 20.2. Индикаторная диаграмма процессов поршневого компрессора

В рабочей полости цилиндра в конце нагнетания всегда остается газ объемом $V_м$, который называется *мертвым объемом* и зависит от величины промежутка между поршнем в крайнем положении и крышкой цилиндра. Отношение объема $V_м$ к рабочему объему V_h, описываемому поршнем, называют *относительным объемом мертвого пространства*

$$\alpha_м = V_м/V_h. \qquad (20.1)$$

Обычно $\alpha_м$ = 0,03-0,08.

В реальных компрессорах для открывания клапанов при всасывании и нагнетании необходимо преодолеть их гидравлическое сопротивление. Для этого нужны дополнительные расходы работы по сравнению с теоретическим циклом компрессора.

При всасывании воздуха (кривая *4—d—a—1* на рис. 20.2) давление в цилиндре ниже, чем атмосферное p_1, а при нагнетании (кривая *2—b—3*) превышает конечное давление p_2. Сжатие осуществляется по линии *1—2*. Объем нагнетаемого воздуха $V_{нг}$. В связи с тем что остаток газа в мертвом пространстве расширяется по линии *3—4*, впуск газа в цилиндр начинается в точке *4*. Объем газа, который поступил в цилиндр ($V_{вс}$), меньше, чем рабочий объем V_h. Отношение

$$\lambda_V = V_{вс}/V_h \qquad (20.2)$$

называют *объемным коэффициентом*.

Из уравнения политропного расширения следует, что

$$p_2V_м = p_1\left(V_м + \Delta V'\right)^m,$$

откуда

$$\lambda_V = V_{вс}/V_h = 1 - \alpha_м\left[\left(p_2/p_1\right)^{1/m} - 1\right],$$

где m — показатель политропы обратного расширения газа:

$$m = 1 + b\,(k - 1);$$

k — показатель адиабаты (для воздуха k = 1,4); b — коэффициент, который зависит от давления газа p_1 перед всасывающим патрубком ступени компрессора: b = 0,5 при p_1 < 0,15 МПа; 0,62 — при 0,15-0,40; 0,75 — при 0,4- 1,0 и 0,88 — при p_1 = 1,1-3,0 МПа.

Для компрессоров, выпускаемых в настоящее время, λ_V = 0,7-0,9. Объемным коэффициентом характеризуется степень использования рабочего объема цилиндра без учета возможных потерь через клапаны, сальники, на подогрев газа при впуске и т.д. Все названные потери учитывает *коэффициент подачи* λ, равный отношению действительной подачи компрессора $V_д$ к теоретической $V_т$:

$$\lambda = V_д / V_т. \qquad (20.3)$$

Подачей компрессора принято называть объем газа, нагнетаемого им в единицу времени (например, в секунду), измеренный на выходе из компрессора, но пересчитанный на условия всасывания.

Теоретическая подача компрессора простого действия

$$V_т = V_h n = 0{,}785 D^2 S n, \qquad (20.4)$$

где n — частота вращения вала, $с^{-1}$; D — диаметр цилиндра, м; S —ход поршня, м.

Действительный объем всасывания

$$V_{д} = \lambda_V \lambda_т \lambda_г V_h = \lambda V_h, \qquad (20.5)$$

где $\lambda_т$ — коэффициент, который учитывает расширение газа при нагревании; $\lambda_г$ — коэффициент, учитывающий утечку газа сквозь щели из-за нарушения герметичности вследствие износа деталей компрессора; λ — коэффициент подачи, определяемый испытаниями компрессора. Обычно λ = 0,6-0,85 или λ = (0,90-0,98)λ_V.

Индикаторную мощность ступени действительного компрессора можно определить из индикаторной диаграммы, записанной в p—V-координатах.

Для каждой рабочей полости компрессора индикаторную мощность Вт, определяют по формуле

$$N_i = p_i A S n, \qquad (20.6)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; A — площадь поршня, $м^2$. Давление p_i определяют по площади индикаторной диаграммы:

$$p_i = m_p f / l, \qquad (20.7)$$

где m_p — масштаб индикаторной диаграммы по давлению, Па/м; f — площадь индикаторной диаграммы, $м^2$; l — длина диаграммы, м.

Индикаторную мощность многоступенчатого компрессора определяют по сумме индикаторных мощностей отдельных ступеней, т. е.

$$N_i = \sum_{j=1}^{k} N_{ij},$$

где k — число ступеней.

Необходимого распределения давления (при его повышении в многоступенчатом компрессоре) между отдельными ступенями достигают подбором рабочих объемов ступеней сжатия:

$$V_j = \left(V_к / \lambda_j\right)\left(p_{вс1} / p_{всj}\right)\left(T_{всj} / T_{вс1}\right), \qquad (20.8)$$

где $V_к$ — подача компрессора, $м^3/с$; λ_j — коэффициент подачи j-й ступени; $p_{вс1}$, $p_{всj}$ — давления на всасывании соответственно в 1-ю и j-ю ступени; $T_{вс1}$, $T_{всj}$ — температуры на всасывании соответственно в 1-ю и j-ю степени.

Мощность, подведенная к валу компрессора, т. е. эффективная мощность $N_{еф}$, больше индикаторной N_i, поскольку она включает расходы энергии на механическое трение (поршень — цилиндр, крейцкопф, уплотнение, подшипники) и на привод вспомогательных механизмов. Эти расходы энергии оцениваются механическим КПД

$$\eta_м = N_i / N_{эф}; \qquad (20.9)$$

обычно для поршневых компрессоров $\eta_м$ = 0,82-0,95.

Энергетическое совершенство реальных объемных компрессоров оценивается изотермическим или адиабатным КПД.

Изотермический КПД равен отношению работы идеального компрессора $L_{из}$ при изотермическом сжатии рабочего тела к индикаторной работе L_i реального компрессора, определенной по индикаторной диаграмме (при одних и тех же условиях работы):

$$\eta_{изi} = L_{из}/L_i = \left[p_1 v_1 \ln\left(p_2/p_1\right)\right]/L_i , \qquad (20.10)$$

где v_1 — удельный объем рабочего тела, м^3/кг.

Адиабатный КПД

$$\eta_{адi} = L_{ад}/L_i = p_1 v_1^{k/(k-1)}\left[\left(p_2/p_1\right)^{(k-1)/k} - 1\right]/L_i , \qquad (20.11)$$

где $L_{ад}$ — работа идеального компрессора при адиабатном сжатии рабочего тела.

Изотермический и адиабатный коэффициенты полезного действия можно определить и иначе:

$$\eta_{изi} = N_{из}/N_i ; \quad \eta_{адi} = N_{ад}/N_i ,$$

где $N_{из}$ и $N_{ад}$ — мощности идеальных компрессоров соответственно с изотермическим и адиабатным процессами сжатия, поставленных в те же условия работы, что и оцениваемый реальный компрессор той же подачи; N_i — индикаторная мощность реального компрессора.

С учетом механических потерь на трение

$$\eta_{из} = N_{из}/N_{эф} ; \quad \eta_{ад} = N_{ад}/N_{эф} .$$

Сравнивая уравнения для отдельных КПД, получим соотношения между разными КПД компрессора:

$$\eta_{из} = \eta_{изi}\eta_i ; \quad \eta_{ад} = \eta_{адi}/\eta_м .$$

Мощность приводного электродвигателя моноблоковых компрессоров берут на 10-15 % больше эффективной мощности компрессора $N_{эф}$, т.е.

$$N_{дв} = (1{,}1\text{-}1{,}15)N_{эф}. \qquad (20.12)$$

При других компоновках учитывают коэффициент полезного действия передачи двигатель — компрессор $\eta_{пер}$.

20.2.2. Многоступенчатые компрессоры

В одноступенчатых поршневых компрессорах с водяным охлаждением газ можно сжать до 1 МПа. Большего давления достигают в многоступенчатых компрессорах, в которых газ охлаждается в охладителях между ступенями. Применение многоступенчатого сжатия уменьшает расход мощности на привод компрессора и предотвращает опасное повышение температуры (выше, чем температура обугливания смазки), имеющее место при одноступенчатом сжатии до высокого давления.

Энергетическая эффективность многоступенчатого сжатия объясняется тем, что этот процесс в отдельных ступенях с промежуточным охлаждением приближается к изотермическому. Количество ступеней z, необходимых для достижения нужной степени повышения давления ε: $z = 1$ при $\varepsilon < 6$; 2 — при 6-30; 4 — при ε = 30-100 и т.д.

Теоретические исследования и результаты опытов показывают, что в многоступенчатом компрессоре наименьший расход будет при равномерном распределении работы между ступенями или, что одно и то же, при одинаковых повышениях давления во всех ступенях компрессора.

20.3. Компрессорные установки

Эти установки состоят из основного (компрессор с электродвигателем, маслоотделитель, ресивер, экономайзер) и вспомогательного (фильтр на входе в компрессор, контрольно-измерительный прибор) оборудования и арматуры (обратный клапан на напорном патрубке, предохранительный клапан на воздухосборнике, задвижка на напорной линии после воздухосборника, вентили на дренажных линиях воздухосборника и влагомаслоотделителей, вентиль на линии воды, которая охлаждает компрессор).

Принципиальная схема компрессорной установки с одним поршневым двухступенчатым компрессором (при необходимости их можно установить несколько) показана на рис. 20.3. Работа этой установки осуществляется таким образом. Воздух из окружающей среды поступает в воздухосборник *3*, откуда через фильтр *5* подается в цилиндр I ступени сжатия компрессора *2*.

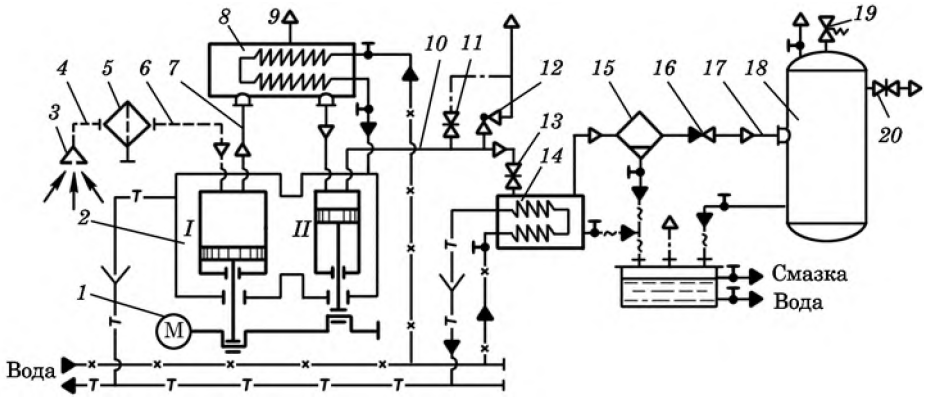


Рис. 20.3. Принципиальная схема компрессорной установки с одним поршневым двуступенчатым компрессором:

I, II — цилиндры первой и второй ступеней сжатия; *1* — электродвигатель; *2* — компрессор; *3* — воздухозборник; *4, 6* — воздухозаборные трубопроводы; *5* — фильтр очистки воздуха; *7, 10, 17* — нагнетательные трубопроводы; *8, 14* — начальный и конечный водяные охладители; *9* — выпускной клапан; *11, 12, 13, 20* — регулирующие задвижки; *15* — маслоотделитель; *16* — обратный клапан; *18* — ресивер; *19* — предохранительный клапан

Воздух, сжатый в I ступени компрессора, попадает в охладитель *8*, где отдает теплоту холодной воде, циркулирующей в змеевике охладителя. Охлажденный воздух поступает в цилиндр II ступени сжатия, затем в конечный водяной охладитель *14*, после которого направляется в маслоотделитель *15*. Далее через обратный клапан *16* воздух по нагнетательному трубопроводу *17* попадает в ресивер *18*, из которого подается потребителю.

При работе компрессорной установки измеряют давление на нагнетательной магистрали и вакуум на впускной магистрали, температуру воздуха и воды в обеих ступенях сжатия. Режим работы установки регулируется с помощью задвижек *11*, *13* и *20*. Безопасность работы обеспечивается предохранительным клапаном *19*.

20.4. Ротационные компрессоры

Эти компрессоры могут быть с катящимся, качающимся и вращающимся ротором. Компрессоры с вращающимся ротором бывают с двумя, четырьмя и более пластинами, с круглым и эллиптическим цилиндром, с трохоидным* цилиндром и ротором.

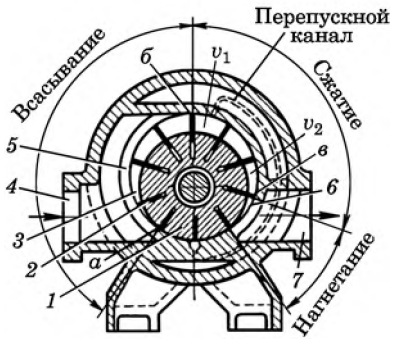


Рис. 20.4. Схема ротационного компрессора с катящимся ротором: *а—б* — полость всасывания; *б—в* — полости нагнетания; *1* — ротор, насаженный на вал; *2* — пластины; *3* — полость сжатия; *4* — всасывающий патрубок; *5* — цилиндр; *6* — нагнетательная плоскость компрессора; *7* — нагнетательный патрубок

На предприятиях молочной и мясной промышленности применяют ротационные пластинчатые компрессоры (рис. 20.4). На вал, расположенный эксцентрично по отношению к цилиндру, насажен ротор с выфрезерованными по всей длине пазами, в которых расположены пластины. Пластины прижимаются к поверхности цилиндра, образуя замкнутые вдоль оси полости. Всасываемый воздух поступает в полости, расположенные в верхней части цилиндра. При вращении цилиндра объем полости уменьшается и воздух сжимается. Сжатый воздух нагнетается через патрубок, расположенный в зоне нагнетания.

Ротационные компрессоры имеют небольшую массу, обеспечивают равномерную подачу газа, но не позволяют добиться высокой степени сжатия, а следовательно, и высоких давлений нагнетания.

Коэффициент подачи ротационного компрессора

$$\lambda_{рот} = 1 - a p_{наг}/p_{вс}, \qquad (20.13)$$

* Трохоида — кривая, образованная точкой, находящейся на поверхности одной окружности, катящейся по поверхности другой окружности.

где a — коэффициент (можно принять $a = 0{,}5$); $p_{наг}$, $p_{вс}$ — давления нагнетания и всасывания, кПа.

Эффективная мощность, кВт,

$$N_{эф.рот} = \left(RT_0/1000\eta_{из}\right)\ln\left(p_{наг}/p_{вс}\right)V_{рот}\rho_{вс}, \qquad (20.14)$$

где R — газовая постоянная, кДж/(кг · К); T_0 — температура всасываемого газа, К; $\eta_{из}$ — изотермический КПД (для ротора с двумя пластинами $\eta_{из} \approx 0{,}65$; для ротора с четырьмя пластинами $\eta_{из} = 0{,}55$); $V_{рот}$ — объемная подача компрессора (определяется по паспортным данным), м^3/с; $\rho_{вс}$ — плотность сжимаемой среды при параметрах всасывания, кг/м^3.

Пластинчатые ротационные компрессоры устанавливают в холодильных машинах, используемых в пищевой промышленности.

20.5. Винтовые компрессоры

В настоящие время нередко ротационные компрессоры заменяют винтовыми. Они характеризуются следующими преимуществами: меньшими по сравнению с поршневыми и даже ротационными компрессорами габаритными размерами и массой, надежностью в эксплуатации, отсутствием трения в полости сжатия. Наиболее распространены винтовые компрессоры в холодильной промышленности. Они поддаются плавной регулировке холодопроизводительности с помощью золотникового устройства, изменяющего активную длину винтов.

В корпусе винтового компрессора расположены два ротора: ведущий и ведомый, оба с зубчато-винтовыми лопастями (рис. 20.5). При вращении роторов зубья одного из них входят во впадины другого. Так как при этом объем, занимаемый газом, уменьшается, происходит сжатие газа. После окончания сжатия впадины со сжатым газом объединяются с нагнетательным окном компрессора.

Эффективная мощность винтового компрессора, кВт,

$$N_{еф.в} = G_в\Delta h/\eta_{еф}, \qquad (20.15)$$

где $G_в$ — массовый расход сжимаемого газа, кг/с; Δh — разность энтальпий в конце и начале сжатия, кДж/кг; $\eta_{еф}$ — эффективный КПД компрессора (зависит от отношения $p_{наг}/p_{вс}$ и степени сжатия) и составляет 0,5-0,75; при $p_{наг}/p_{вс} = 10$-15 значение $\eta_{еф} \approx 0{,}5$-$0{,}6$; при 5-10 — $\approx 0{,}6$-$0{,}7$; при $p_{наг}/p_{вс} < 5$ значение $\eta_{еф} = 0{,}7$-$0{,}75$.

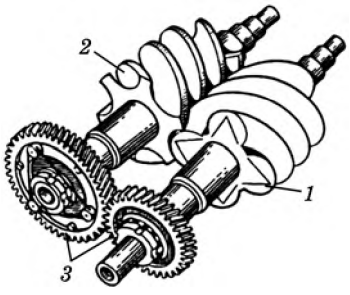


Рис. 20.5. Схема роторов винтового компрессора:

1 — ведущий ротор с четырьмя зубьями; *2* — ведомый ротор с шестью зубьями; *3* — шестерни сихронизирующей связи

20.6. Центробежные компрессоры

Здесь рассматриваем только центробежные компрессоры, так как осевые в сельском хозяйстве не применяют. В частности, центробежные компрессоры устанавливают на двигателях с турбонаддувом, которые используют в сельскохозяйственной мобильной технике, на дизельных электростанциях и для других нужд.

Компрессоры могут быть одно- и многоступенчатыми со степенью повышения давления в каждой ступени 1,2-1,6.

Схема двухступенчатого центробежного компрессора изображена на рис. 20.6.

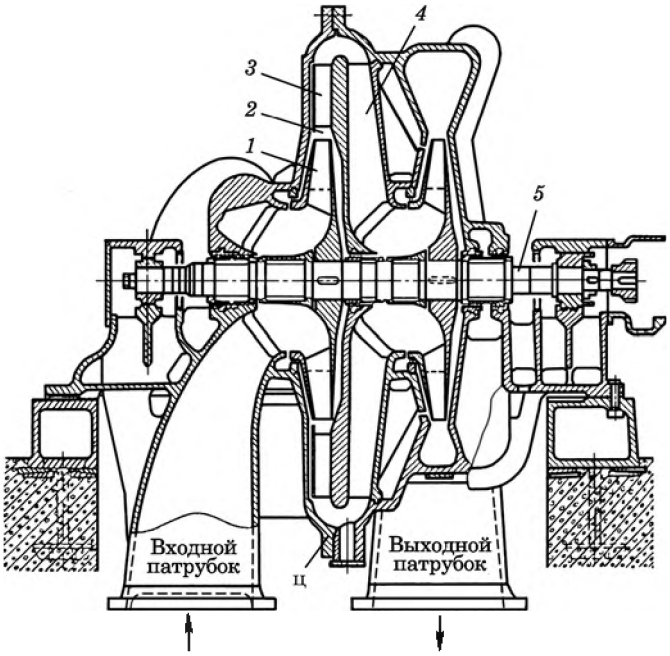


Рис. 20.6. Схема двухступенчатого центробежного компрессора:
1 — рабочее колесо; *2* — безлопаточный диффузор; *3* — лопаточный диффузор; *4* — обратный направляющий аппарат; *5* — ротор

В рабочем колесе *1* газу сообщается кинетическая энергия, которая в диффузоре (безлопаточном *2* и лопаточном *3*) переходит в потенциальную, в результате чего давление газа возрастает.

20.7. Вентиляторы

20.7.1. Общие сведения. Классификация вентиляторов

Вентилятор — устройство, предназначенное для перемещения воздуха или других газов при избыточном давлении не более 15 кПа.

Вентиляторы классифицируют по назначению, принципу действия, компоновочной схеме, по создаваемому давлению и характеру перемещаемой среды.

По назначению различают вентиляторы, используемые в системах воздушного отопления помещений, в системах вентиляции и кондиционирования воздуха; в качестве дутьевых вентиляторов топочных устройств; в пневмотранспорте; в приборах бытовой техники.

По конструкции наибольшее распространение получили лопастные вентиляторы, в которых энергия вращающегося колеса преобразуется в потенциальную и кинетическую и сообщается перемещаемому воздуху. В зависимости от направления движения воздуха лопастные вентиляторы подразделяют на радиальные (центробежные) и осевые. В радиальных вентиляторах (рис. 20.7) поток воздуха движется от оси колеса по радиусу и покидает корпус вентилятора через нагнетательный патрубок. В осевых вентиляторах (рис. 20.8) поток движется по направлению к оси вала рабочего колеса.

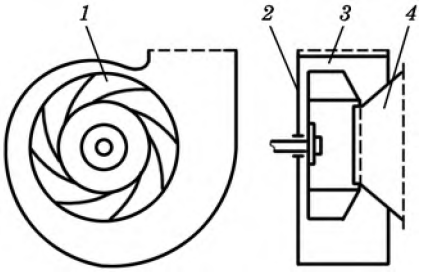


Рис. 20.7. Схема радиального вентилятора:
1 — лопастное колесо; *2* — корпус; *3* — выходный патрубок; *4* — входный патрубок

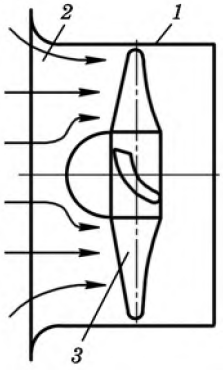


Рис. 20.8. Схема осевого вентилятора

Центробежные вентиляторы предназначены для перемещения воздуха либо неагрессивных сред температурой не выше 80 °С или с содержанием пыли не более 100 мг/м^3.

Вентиляторы изготавливают левого и правого вращения. При вращении колеса по часовой стрелке — вентилятор правого вращения (Пр), против часовой стрелки — левого вращения (Л).

Осевые вентиляторы предназначены для перемещения неагрессивных сред температурой от −20 до +40 °С с содержанием пыли, неорганических веществ и волокнистых материалов не более 10 мг/м^3.

В системах вентиляции и воздушного отопления общественных, административно-бытовых и сельскохозяйственных производственных зданий устанавливают центробежные вентиляторы марок ВЦ4-75, ВЦ4-76, ВЦ14-46, осевые — марок В-06-300 и ВО, а также крышные типов ВКР и ВКО.

В зависимости от развиваемого избыточного давления различают вентиляторы низкого давления — до 1 кПа, среднего — 1...3 кПа, высокого — 3...15 кПа.

20.7.2. Метод выбора типоразмера вентилятора

Типоразмер вентилятора выбирают в зависимости от расчетных подачи и напора с учетом физико-химических характеристик газовой среды, в которой работает вентилятор. Кроме того, принимают во внимание условия монтажа и эксплуатации вентиляторной установки.

Подачу вентилятора определяют исходя из технологически необходимого расхода вентиляционного воздуха с учетом потерь или подсосов воздуха в воздуховоды. Для этого к расчетному расходу воздуха вводят поправочный коэффициент: для стальных, пластмассовых и асбоцементных воздуховодов длиной до 50 м он равен 1,1, для других — 1,15.

Расчетный напор находят по сумме потерь давления (напора) в воздуховодах и в установленном оборудовании. На чертеж наносят схему вентиляции, на которой намечают места установки вентиляционного оборудования и выделяют фасонные части воздуховодов. При необходимости учитывают также потери динамического напора вследствие вытекания потока воздуха через выходное сечение вентиляционного трубопровода со скоростью u, м/с.

Потери давления в системе вентиляции складываются из потерь на трение в линейных участках воздуховодов и потерь в местных сопротивлениях:

$$\Delta p = (R_{\text{тр}} l + z_i) n m, \qquad (20.16)$$

где $R_{\text{тр}}$ — удельные потери давления на трение, Па/м; l — длина рассчитываемого участка воздуховода, м; z_i — потери давления на местные сопротивления, м; n — число расчетных участков; m — число местных сопротивлений.

Удельные потери давления на трение в воздуховодах

$$R_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{4R} \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (20.17)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$ — безразмерный коэффициент трения, зависящий от относительной шероховатости стенок воздуховода или трубы и от режима течения воздуха; ρ — плотность воздуха, кг/м^3; v — скорость движения воздуха в воздуховоде, м/с; R — гидравлический радиус поперечного сечения воздуховода, представляющий собой отношение площади поперечного сечения A к его периметру $П$ (т. е. $R = A/П$), м (для воздуховода круглого сечения $R = d/4$, где d — диаметр). Чтобы можно было воспользоваться этой формулой в расчетах воздуховодов не только круглого, но и любого другого сечения, введено понятие об эквивалентном диаметре $d_{\text{экв}}$: для воздуховода прямоугольного сечения $d_{\text{экв}} = 2ab/(a + b)$, для квадратного сечения $d_{\text{экв}} = a$, где a и b — размеры сечения воздуховода. Гидравлический радиус

$$R = d_{\text{экв}}/4. \qquad (20.18)$$

Площадь поперечного сечения расчетного участка

$$f_р = L_р/v_т, \qquad (20.19)$$

где $L_р$ — расчетный объемный расход воздуха на участке, м^3/с; $v_т$ — рекомендуемая скорость движения воздуха на участке, м/с (при естественной вентиляции $v_т$ = 0,5-2 м/с; при механической в общественных зданиях — 2-6, в промышленных — 4-8 м/с).

По $f_р$ подбирают стандартные размеры воздуховодов или канала так, чтобы фактическая площадь поперечного сечения $f_ф \approx f_р$. В результате расчета получают значения d или $a \times b$, соответствующие принятой площади поперечного сечения.

Фактическая скорость воздуха

$$v = L_р/f_ф. \qquad (20.20)$$

По значению v вычисляют динамическое давление на участке.

Места воздуховодов, в которых теряется энергия движущегося воздуха в связи с изменением скорости или направления движения, называют *местными сопротивлениями*. К ним относятся фасонные части воздуховодов, воздухозаборные, воздуховыпускные, запорно-регулирующие устройства, различное вентиляционное оборудование. Значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в справочниках по гидравлическим сопротивлениям.

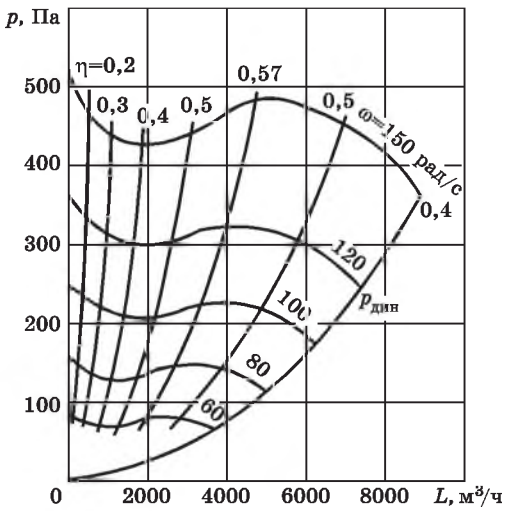


Рис. 20.9. Характеристика центробежного вентилятора

При подборе вентилятора используют их параметрические характеристики, построенные для каждого вентилятора. На них наносят кривые p—L при разных скоростях вращения (ω = = const) и кривые, что соединяют точки с одинаковыми значениями КПД (рис. 20.9). Пользоваться такими характеристиками для выбора вентиляторов и анализа их работы удобно. В соответствии с заданными значениями L и p на графике отмечают точку, положение которой определяет значения ω и КПД.

Мощность на валу рабочего колеса вентилятора, Вт, рассчитывают по формуле

$$N_в = L_0 p_0/\eta_в, \qquad (20.22)$$

где L_0, p_0 — соответственно подача, м^3/с, и избыточное давление, Па, вентилятора, приведенные к стандартным условиям; $\eta_в$ — КПД вентилятора.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют компрессором? Приведите классификацию.
2. Изложите принцип действия одноступенчатого поршневого компрессора.
3. Запишите выражение для коэффициента подачи компрессора и дайте соответствующие пояснения.
4. Опишите конструкцию одноступенчатого компрессора.
5. Изложите принцип действия многоступенчатого поршневого компрессора.
6. Изложите принципы действия ротационного и винтового компрессоров.
7. Приведите схему и изложите принцип действия центробежного компрессоров.
8. Приведите классификацию вентиляторов.
9. В чем особенности радиального и осевого вентиляторов?
10. Изложите метод выбора вентилятора. Приведите характеристику центробежного вентилятора.

21. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

21.1. Общие сведения. Классификация

Двигателями внутреннего сгорания (ДВС) называют такие тепловые двигатели, у которых химическая энергия топлива преобразуется в тепловую непосредственно внутри них. Эти двигатели получили широкое применение в промышленности, на транспорте, в сельском хозяйстве, в стационарной энергетике. Это объясняется рядом преимуществ их: высокая экономичность и возможность соединения практически с любым потребителем энергии. Установка с ДВС обладает значительной автономностью и быстро включается в работу.

Следует отметить и ряд недостатков двигателей внутреннего сгорания. Это меньшая мощность по сравнению с другими тепловыми двигателями (паровыми, газовыми, реактивными), относительно высокий уровень шума.

Поршневые и комбинированные ДВС выпускаются мощностью от долей киловатта до нескольких десятков тысяч киловатт. Мощность некоторых тракторных двигателей достигает более 350 кВт.

Двигатели внутреннего сгорания классифицируют по следующим признакам.

По способу осуществления рабочего цикла различают четырехтактные и двухтактные двигатели. В четырехтактных двигателях все процессы рабочего цикла совершаются за четыре хода поршня, соответствующих двум оборотам коленчатого вала, у двухтактных — за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала.

По роду применяемого топлива различают двигатели с жидким (бензин, дизельное топливо), газообразным (газы — генераторный, природный, сжиженный), газожидкостным (основное топливо — газ,

а воспламеняющее — жидкость) топливом и многотопливные (легкое и тяжелое топлива).

По способу смесеобразования различают двигатели с внутренним и внешним смесеобразованием. Под смесеобразованием понимают процесс приготовления горючей смеси для сжигания ее в двигателе. В двигателях с внутренним смесеобразованием рабочая смесь образуется внутри рабочего цилиндра, причем топливо и воздух подаются в цилиндр раздельно. В двигателях с внешним смесеобразованием горючая смесь образуется вне рабочего цилиндра, а зажигается от постороннего источника — электрической искры.

По способу воспламенения рабочей смеси различают такие двигатели: с самовоспламенением топлива от сжатия (дизели, в которых топливо, впрыскиваемое в камеру сгорания, самовоспламеняется благодаря высокой температуре воздуха в конце сжатия); с принудительным зажиганием (все карбюраторные и газовые двигатели, в которых воспламенение рабочей смеси происходит от постороннего источника, например электрической искры); с комбинированным воспламенением (газодизели, в которых рабочая смесь принудительно зажигается путем самовоспламенения топлива).

По конструктивному выполнению двигатели могут быть: тронковые, в которых боковое усилие от шатуна воспринимается самим поршнем; крейцкопфные, в которых боковое усилие от шатуна передается на ползуны; с расположением цилиндров вертикально, горизонтально, в один ряд (однорядные) и с расположением рядов цилиндров параллельно или под определенным углом (V-образные двухрядные); с противоположно движущимися поршнями.

По частоте вращения различают двигатели: малооборотные — 100-350 мин$^{-1}$; среднеоборотные — 350-750 и высокооборотные — 750-2000 мин$^{-1}$.

По назначению двигатели делят на стационарные, автотракторные, транспортные (для промышленных целей), тепловозные и судовые. Стационарные двигатели применяют в сельском хозяйстве, на электростанциях, для стационарных установок в коммунальном хозяйстве. Автотракторные — на тракторах и автомобилях, транспортные — на транспортных средствах, экскаваторах, кранах и дорожно-строительных машинах, тепловозные — на железнодорожном транспорте, судовые — на судах.

По числу и расположению цилиндров двигатели разделяют на модели. Каждая модель может быть выполнена в нескольких модификациях, которые отличаются друг от друга номинальной частотой вращения, степенью наддува, назначением и комплектацией. Под типом понимают семейство моделей и модификаций двигателей одной тактности и размерности (диаметры цилиндров и ход поршня), имеющих общность конструктивных форм.

Основные параметры двигателя — цилиндровая мощность, частота вращения коленчатого вала, конструктивное исполнение (тактность, наличие наддува), среднее эффективное давление, число цилиндров.

Условные буквы и цифры в обозначениях двигателей означают: Ч — четырехтактный, Д — двухтактный, ДД — двухтактный двойного действия, П — с редукторной передачей, Г — газовый, Н — с наддувом; первая цифра — число цилиндров, число до косой черты — диаметр цилиндра, после черты — ход поршня. Например, двигатель 12ЧН18/20 — двенадцатицилиндровый, четырехтактный с газотурбинным наддувом, диаметр цилиндра 18 см и ход поршня 20 см.

21.2. Рабочие циклы четырехтактных и двухтактных двигателей

Совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре двигателя в определенной последовательности, называется *рабочим циклом.* При работе двигателя циклы периодически повторяются. Положения кривошипно-шатунного механизма, при которых ось шатуна лежит в плоскости кривошипа, называют *мертвыми точками.* Крайнее положение поршня, при котором расстояние от него до вала достигает максимума, называют *верхней мертвой точкой* (ВМТ), а положение, при котором расстояние минимальное, — *нижней мертвой точкой* (НМТ).

Путь поршня от ВМТ до НМТ или обратно называют *ходом поршня.* В двигателях с центральным расположением кривошипно-шатунного механизма ход поршня равен двум радиусам кривошипа коленчатого вала. Рабочие процессы, совершаемые в течение одного хода поршня, называют *тактом.*

При перемещении поршня в цилиндре характерными объемами будут: *объем камеры сгорания* — объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в ВМТ; *полный объем цилиндра* — объем внутренней полости цилиндра при положении поршня в НМТ; *рабочий объем цилиндра* — объем, описываемый поршнем между мертвыми точками. Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называется *степенью сжатия.*

Двигатель внутреннего сгорания представляет собой тепловую машину циклического действия. Рабочий процесс двигателя повторяется с определенной частотой.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя осуществляется за два оборота коленчатого вала, двухтактного — за один оборот.

Процессы, совершаемые в цилиндре двигателя, изображают в виде *индикаторной диаграммы*, в которой графично представлена зависимость давления от объема по мере движения поршня. Индикаторную диаграмму записывают во время работы двигателя при помощи присоединенного к нему специального прибора-индикатора. Индикаторные диаграммы четырех- и двухтактного двигателей приведены на рис. 21.1.

На практике кроме обычных поршневых двигателей внутреннего сгорания нашли распространение *комбинированные двигатели* (КДВС). В них для повышения мощности двигателей используется *наддув* —

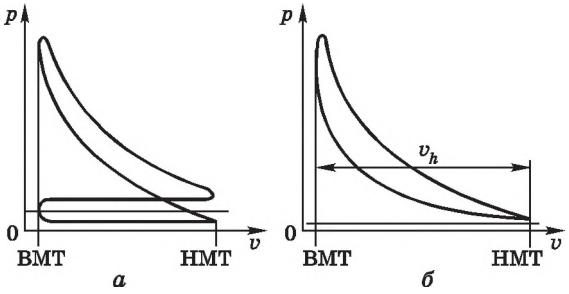


Рис. 21.1. Индикаторные диаграммы в p—v-координатах четырех- (*а*) и двухтактных (*б*) двигателей

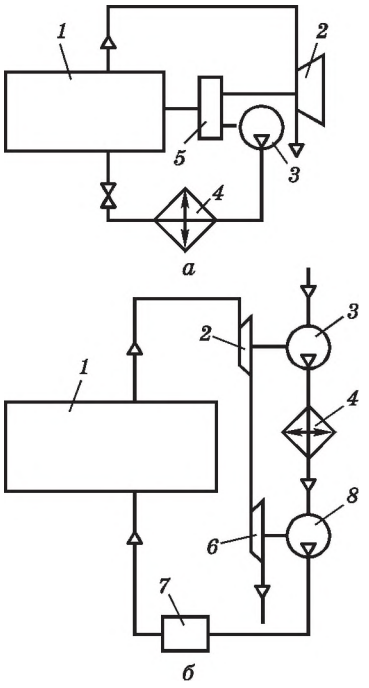


Рис. 21.2. Схема КДВС с механической связью:

1 — поршневая часть; *2, 6* — турбины; *3, 8* — компрессоры; *4, 7* — охладители воздуха; *5* — редуктор

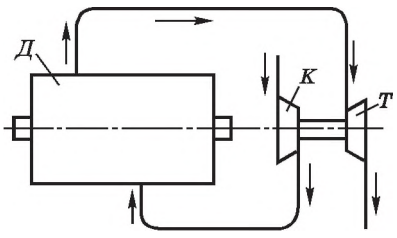


Рис. 21.3. Схема дизеля с газотурбинным наддувом

увеличение массового заряда воздуха, направляемого в цилиндры путем повышения давления при помощи специального компрессора, с одновременным увеличением подачи топлива.

Комбинированные двигатели внутреннего сгорания принято классифицировать по виду связи — с механической, гидравлической и газовой связью. Схема такого двигателя с механической связью приведена на рис. 21.2. В КДВС с механической либо гидравлической связью валы турбины и компрессора связаны между собой и с коленчатым валом или порознь с ним механической (через редуктор) либо гидравлической передачей.

Схема комбинированного двигателя с газотурбинным наддувом показана на рис. 21.3. Компрессор *К* приводится в действие газовой турбиной *Т*. Энергия отработавших газов из двигателя *Д* оказывается достаточной для работы турбины и сжатия воздуха в компрессоре.

На рис. 21.4 приведен продольный разрез комбинированного четырехтактного двигателя 6ЧН13/11,5 (СМД-60), предназначенного для трактора Т-150. Модификация двигателя устанавливается на зерноуборочный комбайн «Колос» и свеклоуборочный КС-6.

Комбинированный шестицилиндровый двигатель выполнен по схеме с газовой связью и состоит из дизеля и турбокомпрессора. Удачное расположение турбокомпрессора и агрегатов обеспечили небольшие габаритные размеры двигателя.

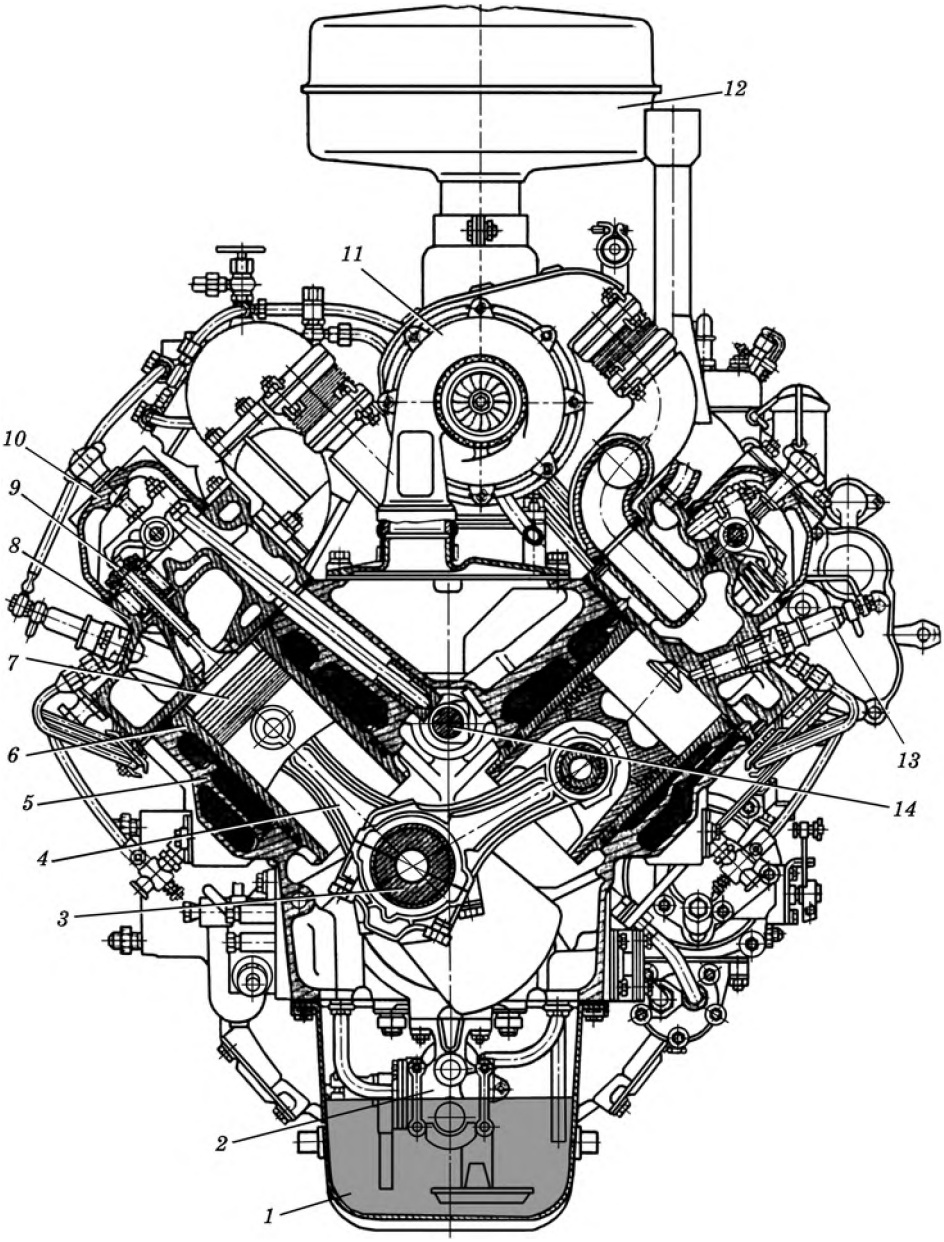


Рис. 21.4. Продольный разрез тракторного комбинированного двигателя 6ЧН13/11,5 (СМД-60):

1 — поддон; *2* — масляный насос; *3* — коленчатый вал; *4* — шатун; *5* — блок; *6* — втулка цилиндра; *7* — поршень; *8* — головка блока; *9* — клапан; *10* — крышка головки; *11* — турбокомпрессор; *12* — воздушный фильтр; *13* — форсунка; *14* — распределительный вал

21.3. Тепловой баланс и технико-экономические показатели

В двигателе внутреннего сгорания, как и в любом тепловом двигателе, процесс преобразования теплоты в полезную работу связан с потерями энергии, поэтому теплота, которая выделяется во время сгорания топлива в ДВС, лишь частично превращается в работу. Распределение теплоты, подводимой к двигателю с топливом, на полезно использованную и потери определяют тепловым балансом двигателя. Обычно его составляют для 1 кг жидкого или 1 м^3 газообразного топлива. В общем виде тепловой баланс двигателя записывают так:

$$Q_н^р = Q_{эф} + Q_г + Q_{охл} + Q_{общ}, \qquad (21.1)$$

где $Q_{эф}$ — теплота, превращенная в эффективную работу; $Q_г$ — теплота, которая вынесена отработанными газами; $Q_{охл}$ — теплота, отведенная системой охлаждения двигателя; $Q_{общ}$ — сумма остаточных трудноопределяемых потерь.

Относительные величины теплового баланса определяются как $q_б = Q_{эф}/Q_н^р$ и имеют такие значения, %: $q_{эф} = 0{,}22\text{-}0{,}42$; $q_г = 0{,}25\text{-}0{,}45$; $q_{охл} = 0{,}15\text{-}0{,}25$; $q_{общ} = 0{,}02\text{-}0{,}08$.

В снижении потерь заложены значительные резервы повышения эффективности ДВС. Один из путей решения этой задачи — повторное использование теплоты для теплоснабжения технологических процессов, отопления, горячего водоснабжения и т.п.

Совершенство цикла, который реализуется в ДВС, оценивается индикаторными параметрами. Если учитываются механические характеристики, то для оценивания ДВС служат эффективные параметры.

К индикаторным параметрам принадлежат среднее индикаторное давление, индикаторная мощность и индикаторный КПД.

Средним индикаторным давлением p_i считают такое условное постоянное давление, при действии которого на поршень на протяжении одного хода осуществляется работа, равная работе газа за цикл. Графически это давление может быть изображено высотой прямоугольника, площадь которого равна площади индикаторной диаграммы, а основания у них одинаковые.

Современные двигатели при номинальной нагрузке имеют следующие значения p_i, МПа: карбюраторные четырехтактные двигатели — 0,9-1,2; газовые четырехтактные — 0,60-0,98; четырехтактные дизели без наддува — 0,7-0,9; двухтактные двигатели без наддува — 0,5-0,7; двигатели с наддувом — 2,0-2,5 и выше.

Индикаторная работа, которая выполняется в одном цилиндре за один цикл, Дж,

$$L_i = p_i V_h, \qquad (21.2)$$

где V_h — рабочий объем цилиндра, м^3.

Индикаторная мощность двигателя, Вт,

$$N_i = \frac{L_i z n}{r} = \frac{P_i V_h z n}{r}, \qquad (21.3)$$

где z — количество цилиндров; n — частота вращения вала, $с^{-1}$; r — коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей $r = 2$, для двухтактных $r = 1$).

Индикаторный КПД

$$\eta_i = N_i \Big/ \left(m_т Q_н^р\right), \qquad (21.4)$$

где $m_т$ — расход горючего, кг/с.

Для карбюраторных двигателей на номинальной мощности индикаторный КПД $\eta_i = 0{,}25\text{-}0{,}37$; для газовых двигателей — 0,28-0,35, для дизелей — 0,38-0,55.

Эффективная мощность $N_{эф}$ — мощность, которую снимают с вала двигателя. Она меньше, чем индикаторная на величину механических потерь $N_м$ в узлах трения двигателя, а также на привод дополнительных механизмов и агрегатов. Приведенные потери мощности и механические потери оцениваются механическим КПД

$$\eta_м = N_{эф}/N_i, \qquad (21.5)$$

откуда

$$N_{эф} = N_i \eta_м. \qquad (21.6)$$

В зависимости от типа и конструкции двигателя значение $\eta_м$ колеблется в пределах 0,7-0,9.

Эффективный КПД учитывает как тепловые, так и механические потери в двигателе:

$$\eta_{эф} = \eta_i \eta_м, \qquad (21.7)$$

или с учетом (21.4)

$$\eta_{эф} = N_i \eta_м \Big/ \left(m_т Q_н^р\right). \qquad (21.8)$$

При работе на номинальной мощности эффективный КПД имеет приблизительно такие значения: у карбюраторных двигателей $\eta_{эф} = 0{,}22\text{-}0{,}32$; у газовых — 0,23-0,28; у дизелей $\eta_{эф} = 0{,}32\text{-}0{,}50$.

Удельные индикаторный и эффективный расходы топлива:

$$g_i = m_т/N_i = 1\Big/\left(\eta_i Q_н^р\right); \qquad (21.9)$$

$$g_{эф} = m_т/N_{эф} = 1\Big/\left(\eta_{эф} Q_н^т\right), \qquad (21.10)$$

причем $g_i = g_{эф}\eta_м$.

Удельные расходы топлива, кг/(кВт · ч), при работе на номинальной мощности: $g_i = 0{,}240\text{-}0{,}340$ и $g_{эф} = 0{,}270\text{-}0{,}355$ для карбюраторных двигателей; $g_i = 0{,}150\text{-}0{,}218$ и $g_{эф} = 0{,}160\text{-}0{,}285$ для дизелей. Если мощность отличается от номинальной, то удельные расходы топлива увеличиваются.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте общую характеристику двигателей внутреннего сгорания и приведите их классификацию.
2. В чем особенности смесеобразования в карбюраторных двигателях и в дизелях?
3. Что называют рабочим циклом двигателя? Изложите принцип работы четырех- и двухтактного двигателей.
4. Приведите схемы комбинированного двигателя и дайте соответствующие разъяснения.
5. Изложите тепловой баланс ДВС. Укажите значение составляющих баланса.
6. Дайте определение среднего индикаторного давления.
7. Приведите выражения для индикаторных и эффективных показателей двигателя.
8. Чему равняются удельные расходы топлива для карбюраторных двигателей и дизелей?

22. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

22.1. Общие сведения и классификация

Технический и экономический прогресс невозможен без использования энергетических ресурсов. Существенную роль при этом играет производство электрической энергии, от которой во многом зависят уровни современного производства и быта человека.

В зависимости от источника энергии различают тепловые электрические станции (ТЭС), гидроэлектрические станции (ГЭС), атомные электростанции (АЭС), станции с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), солнечные и ветровые электрические станции и т.п.

Тепловая электростанция — это энергетическая установка, преобразующая энергию топлива в электрическую энергию и теплоту. Процессы производства, передачи, распространения и использования электрической и тепловой энергии протекают одновременно и являются непрерывными.

Широкое использование электроэнергии объясняется возможностью выработки ее в значительных количествах и передачи на большие расстояния с приемлемыми потерями. Ее удобно трансформировать в энергию других видов при высокой степени автоматизации.

Тепловые электрические станции являются частью многокомпонентной энергетической системы, включающей предприятия топливодобывающей, топливоперерабатывающей промышленности, транспортные средства доставки топлива.

Основная часть электроэнергии (75 % в мире и около 80 % в России) производится на тепловых электрических станциях при сжигании

органического топлива. На этих электростанциях используют твердое топливо (уголь, торф, сланцы), газообразное (преимущество природный газ), жидкое (мазут).

По виду генерируемой и отпускаемой энергии тепловые электростанции делят на два основных типа: конденсационные электростанции (КЭС) для производства и отпуска потребителям электрической энергии, и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) для производства и отпуска потребителям тепловой и электрической энергии.

По типу двигателя для привода электрогенератора теплоэнергетические установки (ТЭУ) электростанции подразделяют на паротурбинные перегретого пара (ПТУ); газотурбинные (ГТУ); гидротурбинные; парогазовые (ПГУ); с двигателями внутреннего сгорания (ДВС).

В зависимости от режима работы по удовлетворению графика энергетических нагрузок, которые определяются временем использования установленной мощности $\tau_{уст}$, электростанции принято классифицировать: на базовые ($\tau_{уст} > 6000$ час/год); полубазовые (400...6000); полупиковые (3000...4000); пиковые ($\tau_{уст} < 1500$ час/год).

Немалая доля вырабатываемой электроэнергии в мире (15...20 %) производится на *гидравлических электростанциях* (ГЭС), использующих энергию падения водных потоков. Определенную роль играют *гидроаккумулирующие электростанции* (ГАЭС), которые потребляют электроэнергию в период малых нагрузок (ночью) и производят ее в периоды максимальных нагрузок. Местное значение, в частности для сельского хозяйства, имеют *электростанции, использующие возобновляемые источники энергии:* ветра, солнца, геотермальные, биомассы.

Большое значение в энергетике страны имеют *атомные электростанции*, источником энергии для которых служит ядерное горючее.

Ведутся работы по созданию *термоядерных электростанций* на основе термоядерного синтеза.

Современные тепловые электрические станции имеют преимущественно блочную структуру. В состав каждого энергоблока входят основные агрегаты — котельный и турбинный и связанное с ними непосредственно вспомогательное оборудование. Турбина вместе с котлом, питающим ее паром, образуют *моноблок*.

Энергоблоки АЭС имеют по два турбоагрегата на один ядерный реактор; в настоящее время их выполняют преимущественно в виде моноблоков с одним турбоагрегатом на реактор.

На КЭС в России установлены моноблоки мощностью 150 и 200 МВт с параметрами пара перед турбиной 13 МПа, 540 °С, а также на 300, 500 и 800 МВт с параметрами пара 24 МПа, 540 °С.

На ТЭЦ работают преимущественно турбины мощностью 100, 135 и 175 МВт с параметрами пара 13 МПа, 555 °С.

На АЭС применяют ядерные реакторы на тепловых нейтронах и насыщенном водяном паре с начальным давлением 6,0...6,5 МПа.

Кроме основных агрегатов и их вспомогательного оборудования тепловое хозяйство ТЭС включает ряд дополнительных установок и устройств, которые совместно с основным оборудованием обеспечивают

технологический процесс станции. К ним относятся устройства подачи и подготовки топлива, топочная камера с горелками и газоходы, золоуловители, тягодутьевая установка, дымовые трубы; совместно эти устройства образуют *топливно-воздушный тракт* ТЭС.

Система с устройствами для подготовки добавочной воды, для отпуска пара и горячей воды внешним потребителям, для подачи охлаждающей воды в конденсаторы на конденсацию пара, поступающего из турбины, пароводяная система котла, турбинная установка с теплообменниками и насосами и соединяющие их трубопроводы образуют *пароводяной тракт*.

Для определения эффективности работы ТЭС пользуются рядом показателей.

Для электро- и теплогенерирующей системы весьма существенен такой показатель, как *надежность и бесперебойность энергоснабжения потребителей в соответствии с графиками нагрузок*. Частота, напряжение электрического тока, давление и температура пара и воды должны соответствовать установленным нормам.

Одно из важнейших требований к ТЭС — *экономичность станции*, заключающаяся в снижении первоначальных (капитальных) и эксплуатационных расходов, в том числе снижение затрат на топливо.

22.2. Паротурбинные электрические станции на органическом топливе

Тепловые схемы КЭС и ТЭЦ

Тепловая схема ТЭС устанавливает взаимосвязь между агрегатами, обеспечивающими производство электроэнергии и теплоты, отпускаемых потребителям.

Принципиальная схема КЭС показана на рис. 22.1, *а*. Полученный в котле *1* свежий пар подается в паровую турбину, состоящую из частей высокого *2* и низкого *3* давления. После выхода из части высокого

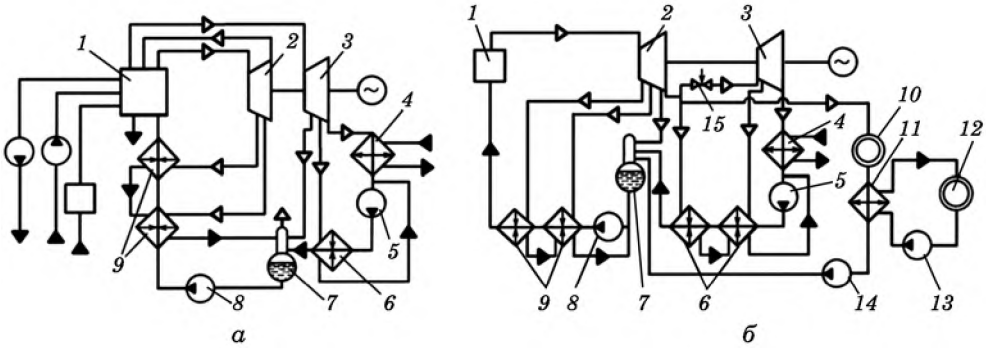


Рис. 22.1. Принципиальные схемы:
а – КЭС; *б* – ТЭЦ

давления пар повторно перегревается в котле, после чего поступает в часть низкого давления, откуда попадает в конденсатор *4*. После конденсации конденсационным насосом *5* пар подается в регенеративный подогреватель низкого давления *6*, потом — в деаэратор *7*. После дегазации конденсат (питательная вода) питательным насосом *8* подается в регенеративный подогреватель высокого давления *9*, а потом — в котел *1*.

В пароподогреватели высокого *9* и низкого 6 давления пар поступает соответственно из цилиндров высокого *2* и низкого *3* давления паровой турбины. Для термической деаэрации конденсата пар также отбирают из цилиндра низкого давления. Тракт от конденсатора к питательному баку называют конденсатным, а от деаэратора к котлу — питательным.

Паровой тракт КЭС замкнутый, но несмотря на это имеются потери пара и воды сквозь неплотности во фланцах, предохранительных клапанах, лабиринтных уплотнениях валов турбины и пр., а также во время периодической или беспрерывной продувки котла. Внутренние потери воды и пара на КЭС должны быть 0,8-1,1 %. Потери воды должны пополняться питательной водой, качество которой нормируется правилами технической эксплуатации в зависимости от типа котла и давления пара.

В трактах агрегата, которые находятся под разрежением, создаваемым конденсатором (последние ступени турбины, отборы подогревателей), имеет место лишь подсасывание воздуха в питательную воду, в которой есть кислород и углекислота. Количество кислорода в питательной воде при давлении 4-10 МПа составляет 20 мг/кг, а углекислоты — 5-10 мг/кг. Газы удаляются в деаэраторе *7*.

Принципиальная схема ТЭЦ показана на рис. 22.1. *б*. Из котла *1* пар подается в цилиндр высокого давления *2* турбины, после которого разветвляется на два потока: один — в цилиндр низкого давления *3* турбины, а второй — в теплофикационный тракт: к потребителю *10* или в паропреобразователь *11*. Расход пара в потоках изменяется в соответствии с графиками нагрузки регулировочным клапаном *15*. Если потребитель *10* расположен далеко от ТЭЦ, то пар направляется в теплообменник — паропреобразователь *11*, где получается вторичный пар, и потом теплофикационным насосом *13* подается потребителю *12*.

Для обеспечения внешнего потребителя горячей водой вместо водоподогревателя устанавливают сетевые подогреватели (бойлеры). Конденсат отобранного пара возвращается в контур ТЭЦ дренажным насосом *14*. Схемы теплоснабжения потребителя непосредственно из контура ТЭЦ называют открытыми, а те, что используют бойлеры, — закрытыми. Соответственно и ТЭЦ разделяют на закрытые и открытые.

Пар, который расширяется в конденсаторе *4*, конденсационным насосом *5* направляется в рекуперативные подогреватели низкого давления *6*, деаэратор *7* и дальше питательным насосом *8* — в подогреватели высокого давления *9* и котел *1*.

Схема ТЭЦ на рис. 22.1, *б* — простейшая. Турбины с отбором и конденсацией являются по существу турбинами смешанного теплофикационного типа. Комбинированное производство электрической энергии и теплоты в полном виде осуществляют в теплофикационных турбинах с противодавлением. Основная энергетическая особенность такого турбоагрегата заключается в зависимости выработки электрической энергии от пропуска пара через турбину. Поэтому такие установки имеют ограниченное применение.

Энергетические показатели электростанции

Экономичность работы ТЭС оценивается такими основными показателями: КПД установки, удельными расходами топлива на единицу выработанной электрической и тепловой энергии и ее себестоимостью. Эти показатели могут касаться энергии, выработанной на ТЭС за отчетный период (обозначается индексом брутто), или энергии, отпущенной внешним потребителям, т. е. за вычетом энергии, израсходованной на собственные потребности (индекс нетто).

Коэффициентом полезного действия брутто оценивается совершенство станции. Для КЭС его можно определить по формуле

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = E_{\text{выр}} \Big/ \left(B Q_{\text{н}}^{\text{р}} \right), \tag{22.1}$$

где $E_{\text{выр}}$ — вся выработанная электроэнергия, кДж; B — расходы топлива, кг; $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Для ТЭЦ

$$\eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} = E_{\text{выр}} + Q_{\text{выр}} \Big/ \left(B Q_{\text{н}}^{\text{р}} \right), \tag{22.2}$$

где $Q_{\text{выр}}$ — выработанная на ТЭЦ теплота, кДж.

Коэффициенты полезного действия брутто в отдельности для производства электрической и тепловой энергии вычисляют по формулам

$$\eta_{\text{эл}}^{\text{бр}} = E_{\text{выр}} \Big/ \left(B_{\text{эл}}^{\text{р}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \right), \tag{22.3}$$

$$\eta_{\text{т}}^{\text{бр}} = E_{\text{выр}} \Big/ \left(B_{\text{т}}^{\text{р}} Q_{\text{н}}^{\text{р}} \right), \tag{22.4}$$

в которых индекс «р» означает годовую выработку энергии и годовые расходы топлива.

Расходы топлива на КЭС, кг/с,

$$B = E_{\text{отп}} \Big/ \left(Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}} \right), \tag{22.5}$$

где $E_{\text{отп}}$ — отпускаемая электроэнергия, кДж.

Удельные расходы топлива на изготовление единицы электрической энергии, кг/кДж,

$$b = \frac{B}{E_{\text{затр}}} = \frac{1}{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta_{\text{КЭС}}^{\text{бр}}}. \tag{22.6}$$

Удельные расходы условного топлива ($Q_н^р$ = 29 300 кДж/кг) на изготовление 1 кВт · ч электрической энергии, кг/(кВт · ч),

$$b_у = \frac{3600}{29\,300\,\eta_{КЭС}^{бр}} = \frac{0{,}123}{\eta_{КЭС}^{бр}}. \qquad (22.7)$$

Для современных ТЭС КПД составляет 0,4-0,42, а удельные расходы условного топлива — 320-340 г/(кВт · ч).

Основные способы повышения КПД электростанций и снижения удельного расхода топлива:

— повышение начальных параметров свежего пара;

— снижение конечного давления пара;

— использование регенеративного подогрева питательной воды, подаваемой в котел за счет пара, отбираемого из паротурбинной установки;

— использование оптимальных схем отпуска теплоты на теплофикацию.

22.3. Атомные электрические станции

Атомная энергетика отличается от традиционной особенностью источника энергии, основанного на ядерном топливе. Ныне атомная энергетика используется в основном для производства электроэнергии. В качестве двигателя на атомных электростанциях применяют только паровые турбины.

В системе АЭС различают теплоноситель и рабочее тело. Рабочим телом является водяной пар. Так как требования к чистоте пара, поступающего в турбину, чрезвычайно высоки, контур рабочего тела для АЭС всегда замкнут и добавочная вода поступает на станцию лишь в небольших количествах для восполнения имеющихся утечек.

Назначение теплоносителя на атомной электростанции — отводить теплоту, выделяющуюся в реакторе, который является источником тепловой энергии. Поскольку теплоноситель радиоактивен, для него необходим замкнутый контур.

Атомные электростанции могут быть выполнены по одной-, двух- или трехконтурной схеме.

В *одноконтурной* АЭС теплоноситель и рабочее тело нераздельны. Пар, получаемый в реакторе, направляется в паровую турбину, затем в конденсатор, откуда конденсат главным циркуляционным насосом подается в реактор. Такие контуры отличаются простотой и большей экономичностью, но все оборудование работает в радиоактивных условиях, что затрудняет эксплуатацию станции.

В *двухконтурной* АЭС теплоноситель и рабочее тело разделены. Контур теплоносителя называют первым, контур рабочего тела — вторым. Контур теплоносителя радиоактивный, но он включает не все оборудование станции. Так как объем теплоносителя изменяется в зависимости от температуры в реакторе, в систему первого контура входит компенсатор объема.

Трехконтурную схему применяют в АЭС, в которых используют теплоносители, способные интенсивно взаимодействовать с паром и водой, что может создать опасность выброса радиоактивных веществ в обслуживаемые помещения. Таким теплоносителем является жидкий натрий. Между контуром, в котором циркулирует жидкометалличесский теплоноситель, и третьим контуром с рабочим телом (паром, направляемым в турбину) имеется промежуточный контур и промежуточный теплообменник, в котором теплота отдается нерадиоактивному жидкометаллическому теплоносителю.

Одной из особенностей современных АЭС является их работа на насыщенном и слабоперегретом паре при невысоком давлении пара перед турбиной (6,5 МПа).

В атомном реакторе под действием нейтронов осуществляется управляемая реакция ядерного топлива (^{238}U, ^{239}Pu, ^{233}U). В любом реакторе основной изотоп урана ^{238}U захватывает нейтроны, получающиеся в результате деления ядер. Вследствие этого образуется новое искусственное горючее — плутоний ^{239}Pu.

В реакторах на тепловых нейтронах используется очень малая загруженность топлива. Поэтому выгружаемое топливо из таких реакторов имеет высокую энергетическую ценность, в том числе и по содержанию ^{235}U и ^{239}Pu. В связи с этим оно подлежит переработке для повторного использования. Глубокое использование ядерного топлива возможно только в реакторах на быстрых нейтронах.

Основными типами атомных реакторов для АЭС являются:

— графито-водные на тепловых нейтронах;

— быстрые натриевые с натриевым теплоносителем;

— с газовым охладителем на тепловых и быстрых нейтронах с гелиевым теплоносителем.

Совместное применение реакторов на тепловых и быстрых нейтронах будет содействовать развитию атомной энергетики.

Одноконтурные и двухконтурные АЭС с водяным теплоносителем наиболее распространены, однако на последних АЭС отдают предпочтение двухконтурной схеме компоновки станции. По этой схеме работают Нововорожеская, Кольская, а также АЭС, построенные при содействии наших специалистов в Армении, Украине, в странах Восточной Европы. Принципиальная схема двухконтурного блока АЭС с графито-водным канальным реактором приведена на рис. 22.2.

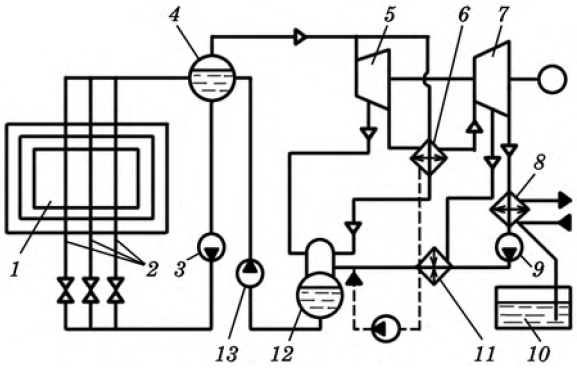


Рис. 22.2. Принципиальная схема двухконтурного блока АЭС

В охлаждаемом реакторе *1* размещены технологические каналы *2*, в которых помещены тепловыделяющие элементы. Циркуляция теплоносителя в первом контуре обеспечивается главным циркуляционным насосом *3*. Пар из барабана сепаратора *4* поступает в паровую турбину *5*. Из первой ступени турбины пар направляется в пароперегреватель *6*, а оттуда — в ступень низкого давления *7* турбины. Конденсат из конденсатора *8* насосом *9* подается в регенеративный подогреватель *11*, а затем — в деаэратор *12*. Из деаэратора питательным насосом *13* конденсат направляется в систему питания котла водой. В системе блока реактора может быть утечка воды и поэтому из бака *10* обеспечивается подпитка контура химически очищенной водой.

При определении технико-экономических показателей АЭС следует учитывать все потери, в том числе потери теплоты в реакторном контуре и в трубопроводах. Для двухконтурных АЭС следует учесть потери в парогенераторе, а потери в трубопроводах должны приниматься во внимание раздельно для первого и второго контуров. Тогда для одноконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС} = \eta_э \eta_р \eta_{тр}, \qquad (22.8)$$

для двухконтурной АЭС

$$\eta_{АЭС} = \eta_э \eta_р \eta^{I}_{тр} \eta^{II}_{тр} \eta_{п.г}, \qquad (22.9)$$

где $\eta_э$ — абсолютный электрический КПД установки; $\eta_р$ — КПД реакторного контура; $\eta_{тр}$ — КПД трубопроводов одноконтурной станции; $\eta^{I}_{тр}$, $\eta^{II}_{тр}$ — трубопроводов первого и второго контуров двухконтурной АЭС; $\eta_{п.г}$ — КПД парогенератора.

Электрический КПД турбоустановки

$$\eta_э = \eta_t \eta_{oi} (1 - \xi_{пр}) \eta_{мех} \eta_г, \qquad (22.10)$$

где η_t — термический КПД идеального цикла Ренкина паросиловой установки; η_{oi} — внутренний относительный КПД турбины, учитывающий потери теплоты в реальном рабочем процессе в турбине; $\xi_{пр} = (0{,}5\text{-}1{,}0) \cdot 10^{-2}$ — коэффициент потери с проточками; $\eta_{мех} = 0{,}96\text{-}0{,}98$ — механический КПД; $\eta_г = 0{,}97\text{-}0{,}98$ — КПД генератора.

Для характеристики тепловой экономичности АЭС кроме КПД используют также *удельный расход теплоты* по выработке и отпуску электроэнергии

$$q_{АЭС} = 1/\eta_{АЭС}. \qquad (22.11)$$

Для определения количества теплоты (кДж), необходимого для выработки 1 кВт · ч электроэнергии, значение $q_{АЭС}$ следует умножить на 3600.

Атомная энергия используется не только для выработки электроэнергии (АЭС), но и для систем теплоснабжения. Атомное теплоснабжение развивается в трех направлениях: предусматривается комбинированная выработка электроэнергии и теплоты (АТЭЦ); выработка только теплоты на атомных станциях теплоснабжения (АСТ); расши-

рение теплоснабжения от АЭС за счет существенного увеличения регулируемых отборов пара из турбин.

В АТЭЦ экономичность определяется процессом производства электроэнергии и теплоты. Расход теплоты по станции необходимо разделять на доли, затраченные на производство отдельных видов энергии. В таком случае электрический КПД турбоустановки по производству электроэнергии в условиях АТЭЦ выражается следующим образом:

$$\eta_{э\,АТЭЦ} = W_э \Big/ \left[(Q_0 - Q_{т.п})\,\eta_{т.п} \right], \qquad (22.12)$$

где $W_э$ — вырабатываемая электроэнергия; Q_0 — теплота, подводимая к турбоустановке; $Q_{т.п}$ — теплота, полезно отдаваемая потребителям, а также потери теплоты в системе; $\eta_{т.п}$ — коэффициент потери теплоты.

Из формулы (22.12) следует, что при определении КПД АТЭЦ положительный эффект от комбинированной выработки относят только к выработке электроэнергии.

Дальнейшее развитие атомных электростанций будет идти по пути использования термоядерного синтеза. В этом направлении ведутся интенсивные исследования, в которых значительная роль принадлежит и русским специалистам.

22.4. Газотурбинные и парогазовые электростанции

Электростанции на базе газотурбинных установок (ГТУ) получили распространение в энергетике в середине двадцатого века. Особенностью ГТУ является то, что энергия топлива не передается промежуточному рабочему телу (воде) для получения пара, а непосредственно в турбине превращается в механическую энергию, т. е. в ГТУ нет пароводяного контура. Поскольку экономичность ГТУ ниже экономичности современных паротурбинных установок (ПТУ) ТЭС, то их применяют главным образом для покрытия сменной части графиков электрических нагрузок.

Применение парогазовых установок (ПГУ) для сегодняшней энергетики — наиболее эффективное средство значительного повышения тепловой и общей экономичности электростанций. Действующие ПГУ имеют КПД до 40 %, а те, которые проектируются, — 50...52 %. При автономной работе ПТУ и ГТУ определение показателей эффективности электростанции сводится к определению таких показателей ПТУ (КЭС или ТЭЦ) или ГТУ.

На рис. 22.3 приведена принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130 мощностью 200 МВт. Она состоит из высоконапорного парогенератора *10* типа ВПГ-450 с промежуточным перегревом пара, производительностью 450-500 т пара в год, давлением до 14 МПа и температурой до 570 °С; паровой турбины *16* типа К-160-130 с параметрами пара 13 МПа и 565 °С; газотурбинного агрегата *2* типа ГТ-35/44-770 с параметрами газа 0,65 МПа и 770 °С. Паровая турбина

работает в комплекте с электрогенератором *15* мощностью 165 МВт, а газовая турбина отдает избыточную мощность около 33 МВт электрогенератору *3*.

Атмосферный воздух сжимается компрессором *1* до давления 0,6-0,67 МПа и направляется в топку парогенератора *10*, куда подается газообразное или жидкое топливо. В парогенераторе топливо сгорает при температуре около 2000 °С, а на выходе из него температура продуктов сгорания снижается до 770 °С. Из парогенератора *10* перегретый пар с давлением 13 МПа и температурой 565 °С поступает в паровую турбину *16*, где расширяется до глубокого вакуума, выполняя работу, и конденсируется в конденсаторе *14*. Конденсат насосом *13* через подогреватели низкого давления *12*, *7* и экономайзер третьей ступени *6* подается в деаэратор *11*. Из деаэратора вода забирается питательным насосом *8*, прокачивается через подогреватель высокого давления *9* и экономайзеры второй *5* и первой *4* ступеней, где нагревается до температуры кипения, и подается в парогенератор *10*.

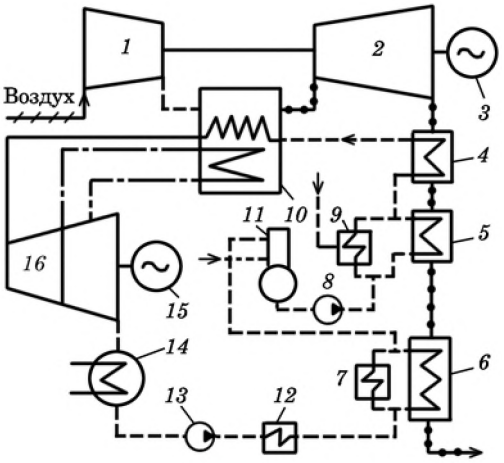


Рис. 22.3. Принципиальная схема парогазовой установки ПГУ-200-130

Газотурбинная часть установки работает по открытой (разомкнутой) схеме. Продукты сгорания с температурой 770 °С и давлением 0,54 МПа из парогенератора *10* поступают в газовую турбину *2* и расширяются там. Отработанные в турбине газы с температурой около 445 °С пропускаются сквозь экономайзеры *4*—*6*, где охлаждаются питательной водой до температуры 140 °С, а потом удаляются в атмосферу. Газовая турбина *2* приводит в действие компрессор *1* и электрогенератор *3*.

Парогазова установка ПГУ-200-130 имеет КПД 37-40 %, а расход топлива снижается на 6-8 %.

22.5. Дизельные электростанции

Эти электростанции используются как резервные источники энергии. В состав дизельной электростанции (ДЭС) входит двигатель внутреннего сгорания и генератор, которые смонтированы на общей раме и укомплектованы щитом управления и вспомогательным оборудованием.

Промышленность выпускает стационарные и передвижные дизельные электростанции.

Стационарные электростанции предназначены для работы в помещениях с температурой от 8 до 40 °С. Помещения должны быть огнестойкими, с приточной вентиляцией и отопительной системой. Такие станции являются основными источниками электроэнергии; они используют тихоходные дизели с большим моторесурсом.

Для электроагрегатов стационарных электростанций устанавливают четырехтактные (четырех-, шестицилиндровые) бескомпрессорные двигатели. Частоту вращения вала регулирует всережимный центробежный регулятор, который обеспечивает стойкую работу на всех скоростных режимах.

Электрические схемы электростанций обеспечивают автоматическое включение их в работу после перерыва в подаче электроэнергии от основного источника и остановку работающих агрегатов при появлении напряжения в сети.

Выпускают неавтоматизированные стационарные ДЭС типов ДГ, ДЭМС мощностью от 8 до 100 кВт и автоматизированные типов АСДА, ДГА, ДГМА, АС мощностью от 8 до 320 кВт. Различают автоматизацию первой, второй и третьей ступеней. В зависимости от уровня автоматизации срок работы ДЭС без обслуживания и надзора соответственно не меньше 4, 16 и 150 ч. Станции обеспечивают аварийно-предупредительной сигнализацией и защитой, а также автоматическими подзарядкой стартерных батарей и наполнением топливных баков.

Как первичные двигатели используют дизели Ч 8,5/11; Ч 10,5/13; ЧН 12/14 и др. (Ч — четырехтактный, Н — с наддувом).

Передвижные электростанции (ПЭС) выполняют на базе быстроходных дизелей с воздушной или жидкостной системой охлаждения. Устанавливают их на автомобильных прицепах и в кузовах автомобилей. Эти электростанции предназначены для работы на открытом воздухе при температуре от −50 до +40 °С. Их используют в первую очередь для сокращения продолжительности перерывов в электроснабжении во время ремонтов, реконструкции или плановых отключений электрической сети. По назначению передвижные ДЭС разделяют на силовые и осветительные. Неавтоматизированные электроагрегаты типа АД выпускают на постоянный и сменный ток мощностью до 75 кВт. На автоматизированных передвижных ДЭС устанавливают агрегаты типов ДГИ, ДГА, АСС мощностью от 100 до 500 кВт, а при мощности 30 кВт — электроагрегаты типа АД.

Удельный расход топлива станцией, кг/(кВт · ч), при номинальной мощности двигателя, с учетом КПД генератора $\eta_г$ определяют по формуле

$$b_{ст.н} = g_{эф.н} / \eta_г, \qquad (22.13)$$

где $g_{эф.н}$ — номинальный расход топлива, кг/(кВт · ч).

Расход топлива станцией, кг,

$$B_{ст} = x b_{ст.н} N_{e.н} M_{min} + (1 - x) b_{ст.н} W_{выр}, \qquad (22.14)$$

где x — коэффициент холостого хода (x = 0,17-0,2); $N_{e.н}$ — номинальная мощность дизеля, кВт; M_{min} — минимальное количество машиночасов, необходимое для покрытия годового графика нагрузок, ч; $W_{выр}$ — годовое количество выработанной электроэнергии, кВт · ч.

Годовой расход масла, т/год,

$$G_м = G_{м.ч}\tau + G_{м.сл}, \quad (22.15)$$

где $G_{м.ч}$ — часовой расход масла, т/ч:

$$G_{м.ч} = b_{эф.м}N_{эф.н} \cdot 10^{-3}; \quad (22.16)$$

где $b_{эф.м}$ — удельный расход масла в соответствии с технической характеристикой дизеля, ч; $N_{эф.н}$ — номинальная мощность дизеля, кВт; τ — продолжительность работы дизеля за год, ч; $G_{м.сл}$ — количество масла, слитого из картера дизеля за год, т.

От правильного выбора электроагрегатов зависят экономичность и надежность их эксплуатации. Чтобы выбрать электроагрегат, надо знать мощность, которая потребляется, напряжение, род и частоту тока, режим, продолжительность работы, вид топлива, условия эксплуатации. Для определения нужной мощности агрегатов и режима их работы строят суточные и годовые графики по расчетной максимальной нагрузке потребителей

$$P_{max} = k_o P_у, \quad (22.17)$$

где k_o — коэффициент одновременности; $P_у$ — установочная мощность, кВт.

Максимальную нагрузку агрегатов можно также определить без построения графиков по формуле

$$P_{max.а} = (1{,}15...1{,}2)P_{max}. \quad (22.18)$$

Суммарная установочная мощность всех генераторов агрегата, которая равняется суммарной номинальной мощности, может превышать рабочую мощность, так как для нормальной работы агрегатов нужен некоторый резерв ее.

Одна или несколько дизель-генераторных установок с комплектом соответствующего оснащения представляют собой дизельную электростанцию. К оснащению станции относятся: собственно дизель; топливное хозяйство, которое имеет оборудование для приема, хранения и транспортирования топлива к дизелю; хозяйство смазочных масел, в которое входит оборудование для приема, хранения и транспортирования смазочных масел к дизелю, а также отработанного смазочного масла; система технического водоснабжения для охлаждения дизелей; пусковая система, которая состоит из вспомогательных компрессоров, баллонов, трубопроводов, глушителя шума от выпускания газа; система очистки воздуха от пыли, которая включает заборные устройства, фильтры; электрическое оборудование.

Схема дизельной электростанции с тремя агрегатами мощностью 270 кВт каждый показана на рис. 22.4. Дизели с электрогенераторами установлены в машинном зале параллельно друг другу. Вдоль стены размещены аккумуляторы, трансформаторы, щит собственных потребностей, распределительное устройство высокого напряжения. Вне здания установлены глушители, а также башня с топливным и смазочным хозяйством. На первом этаже башни расположены механическая мастерская, котельная, устройства для регенерации масла, кладовая,

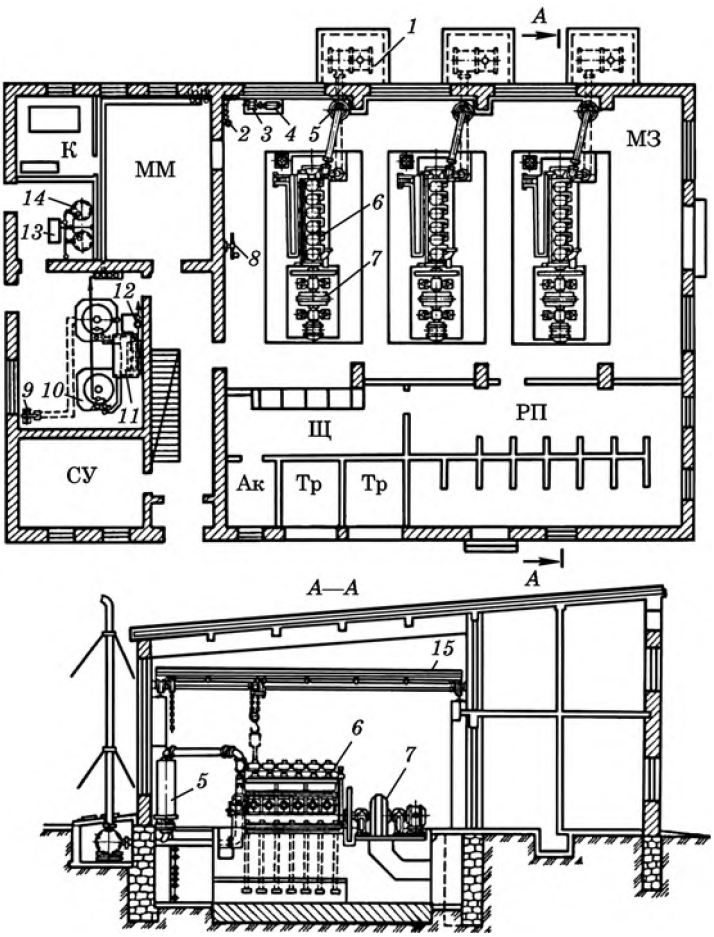


Рис. 22.4. Дизельная электростанция с тремя агрегатами мощностью по 270 кВт каждая:

1 — глушители; *2, 12* — ручные насосы; *3* — электродвигатель; *4* — питательный насос; *5* — котлы-утилизаторы; *6* — дизели; *7* — генераторы; *8* — ручной компрессор; *9* — вентилятор; *10* — паровые котлы; *11* — бак; *13* — фильтр-пресс; *14* — баки для переработки масла; *15* — кран; Ак — аккумуляторная; К — кладовая; МЗ — машинный зал; ММ — механическая мастерская; РП — распределительное помещение; СУ — санузел; Тр — трансформаторная; Щ — щит собственных нужд

санузел, на втором и третьем — топливоподготовка и бак системы водоснабжения. Непосредственно в машинном зале размещены установка для подготовки топлива и масла на все дизели и котлы-утилизаторы, пар из которых используется для подогревания топлива. Вода в котлы-утилизаторы из бака подается питательным насосом с электродвигателем и ручным насосом. Внутри машинного зала размещается также все вспомогательное оборудование — компрессор, насосы и т. п.

Для подогревания топлива, сливаемого из цистерн, в отдельной котельной установлены два паровых котла. Они присоединены к общему паровому коллектору котлов-утилизаторов через редуктор.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение тепловых электростанций. В чем их основная особенность?
2. Приведите классификацию тепловых электростанций.
3. Укажите основные составляющие элементы тепловой электростанции.
4. Приведите тепловые схемы ТЭС и ТЭЦ и дайте соответствующие разъяснения.
5. Запишите основные энергетические показатели электростанций. Каковы основные способы повышения КПД электростанций!
6. Дайте краткую характеристику атомных электростанций. Приведите принципиальную схему АЭС.
7. Какое топливо используется в атомных электростанциях? Дайте характеристику реакторов на тепловых и быстрых нейтронах.
8. Приведите энергетические показатели АЭС.
9. Приведите принципиальную схему парогазовой установки.
10. Дайте характеристику дизельной электростанции. Каковы основные показатели ДЭС?

23. ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ. ТЕПЛОВЫЕ НАСОСЫ

23.1. Общие сведения

В различных отраслях агропромышленного комплекса, на предприятиях строительной, текстильной, химической отраслей промышленности, а также в медицине, быту, на транспорте, в торговле и т.д. широко используют холод. Установки, предназначенные для получения низких температур, т. е. для осуществления процесса охлаждения, называют *холодильными машинами* (ХМ).

Охлаждение может продолжаться до тех пор, пока между телами происходит теплообмен. При этом процесс охлаждения должен осуще-

ствляться непрерывно, поэтому источник низкой температуры должен функционировать постоянно. Метод непрерывного получения низкой температуры применяется в холодильной технике с использованием холодильных машин. Кроме машинного имеются безмашинные способы получения холода, основанные на плавлении, испарении, сублимации охлаждающего вещества. Применяются также термоэлектрические охлаждающие устройства (основанные на эффекте Пельтье).

Для непрерывного получения холода кроме охлаждаемого и охлаждающего веществ необходимо и третье вещество, переносящее теплоту от первого ко второму. Его называют *рабочим телом* или *холодильным агентом*. Претерпевая ряд изменений, он должен быть возвращен в первоначальное состояние и непрерывно совершать такой круговой процесс, или цикл. В круговом процессе теплота передается от менее нагретого тела к более нагретому телу, т. е. имеет место *обратный цикл*. Для его осуществления необходимо совершать работу (или подводить теплоту).

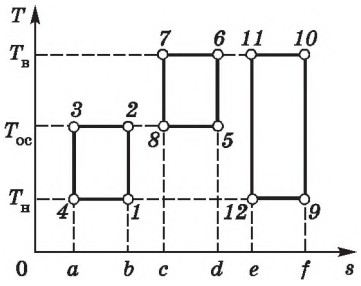


Рис. 23.1. Обратные циклы Карно

Различают три вида обратного цикла (рис. 23.1): *холодильной машины 1—2—3—4*, в котором теплота переносится от охлаждаемого тела с температурой $T_н$ к окружающей среде $T_{о.с}$; *теплового насоса 5—6—7—8*, если теплота переносится от окружающей среды к телу с более высокой температурой $T_в$, и *комбинированной установки 9—10—11—12*, состоящей из первых двух.

Для выполнения условий обратимости обратный холодильный цикл должен состоять из двух изотермических и двух адиабатных процессов, т. е. из цикла Карно.

В зависимости *от используемого рабочего тела (хладагента)* холодильные машины делят на две группы: паровые и газовые. В паровой холодильной машине в испарителе происходит испарение рабочего тела при переходе к нему теплоты от охлаждаемого объекта, а в конденсаторе при переходе теплоты от рабочего тела в окружающую среду (к воздуху или воде) — его конденсация. В газовых холодильных машинах в качестве рабочего тела используют воздух.

В зависимости *от способа подачи рабочего тела в конденсатор* различают компрессорные, абсорбционные и пароэжекторные паровые холодильные машины. В паровых и газовых компрессорных холодильных машинах в осуществлении рабочего цикла принимает участие компрессор, на привод которого расходуется механическая работа. В абсорбционных и пароэжекторных машинах рабочий процесс осуществляется в результате затраты теплоты.

Физическое тело, с помощью которого совершается отдельный термодинамический процесс или цикл холодильной машины, называют *холодильным агентом*. Холодильные агенты при давлении 0,1 МПа

имеют низкую температуру кипения, например для аммиака она равна −33 °С.

В поршневых компрессорных и в абсорбционных установках в качестве холодильного агента используют аммиак при температуре кипения $t_к > -70$ °С. Преимущества аммиака: большая теплота парообразования, незначительная растворимость в масле, не воздействует корродирующе на сталь. К недостаткам следует отнести его ядовитость, горючесть и при концентрациях в воздухе 16-27 % является взрывоопасным.

Широко используют *хладоны*, представляющие собой галоидопроизводные предельных углеводородов C_nH_{2n+2}. Галоидные соединения насыщенных углеводородов получены путем замены атомов водорода атомами фтора, хлора, брома ($C_nH_xF_yCl_zBr_u$).

В настоящее время предложено большое количество хладагентов. Их обозначение имеет форму R-N, где R — символ, обозначающий холодильный агент (refrigerator), N — номер хладона. Используются следующие обозначения: CF_2Cl_2-R12; $C_3F_4Cl_4$-R214 и т. д. При наличии в хладоне атомов брома после основного номера пишут букву B, а в индексе — число атомов брома, например CF_2Br_2-R12B$_2$.

В абсорбционных холодильных машинах рабочим телом является бинарный раствор веществ, имеющих различные температуры кипения при нормальных условиях: низкокипящее вещество — холодильный агент, а высококипящее — абсорбент. Наиболее распространенные бинарные растворы — аммиак—вода и вода—бромистый литий. Причем аммиак в первом растворе и вода во втором являются холодильными агентами.

Холодильные установки могут быть оборудованы системой с промежуточным *хладоносителем*. В холодильной технике применяют водные растворы солей NaCl, $MgCl_2$, $CaCl_2$, которые не замерзают при относительно низких отрицательных температурах. Для уменьшения потерь на трение при движении хладоносителей в трубопроводах в рассолы добавляют высокомолекулярные соединения (полимеры) в количестве 0,03-0,07 %. Такие полимеры называют *поверхностно-активными веществами* (ПАВ).

В качестве промежуточного хладоносителя используют также этиленгликоль.

23.2. Компрессорная холодильная машина

Характерная особенность компрессорных холодильных установок заключается в том, что хладагент изменяет свое агрегатное состоянии при совершении цикла. Поэтому они называются также *паровыми холодильными машинами*. Они имеют значительное распространение. Основным элементом этих холодильных машин является компрессор, который служит для отсасывания паров рабочего вещества из испарителя и нагнетания конденсата рабочего тела в конденсатор.

Функциональная схема одноступенчатой компрессорной холодильной машины приведена на рис. 23.2. Основными элементами установки кроме компрессора являются конденсатор, дроссельный вентиль и испаритель. На T—s-диаграмме изображены процессы: *1—2* — сжатие рабочего тела в компрессоре (в предположении, что процесс протекает адиабатно); *2—3* — охлаждение рабочего тела в конденсаторе; *3—4* — дросселирование и *4—1* — испарение рабочего тела в испарителе. В испарителе циркулирует холодоноситель, отводящий теплоту в окружающую среду.

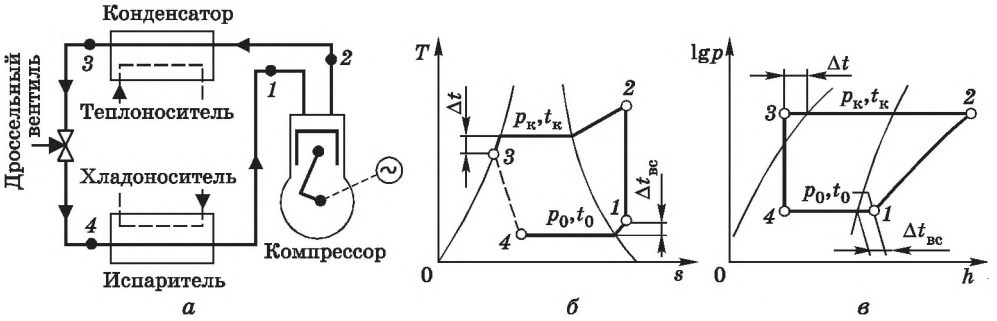


Рис. 23.2. Принципиальная схема компрессорной холодильной машины:
а — схема; *б* — цикл в T—s-координатах; *в* — цикл в $\lg p$—h-координатах

Процесс дросселирования *3—4* протекает необратимо и поэтому на термодинамической диаграмме показан условно (штриховой линией).

Действительный цикл компрессорной холодильной машины отличается от теоретического, изображенного на рис. 23.2.

Диаграмма $\lg p$—h используется для определения удельной холодопроизводительности установки q_0, кДж/кг, т. е. холодильного эффекта, получаемого единицей массы рабочего тела.

Для повышения эффективности холодильных машин дополнительно в схему установки включают регенеративный теплообменник (РТО). Принципиальная схема установки с РТО показана на рис. 23.3, где

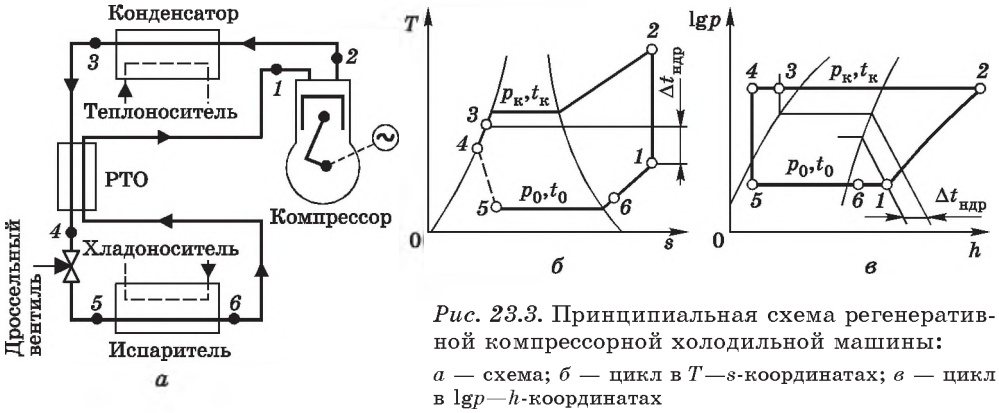


Рис. 23.3. Принципиальная схема регенеративной компрессорной холодильной машины:
а — схема; *б* — цикл в T—s-координатах; *в* — цикл в $\lg p$—h-координатах

процессы *6—1* и *3—4* относятся к регенерации теплоты. Рабочее тело, поступающее из конденсатора, в РТО несколько охлаждается (процесс *3—4*), а направляемое из испарителя в компрессор — нагревается (процесс *6—1*). Тем самым повышается эффективность работы дроссельного вентиля и компрессора.

Степень регенерации теплоты можно повысить, если в схеме с регенерацией теплоты (рис. 23.3) заменить компрессор на бессальниковый (герметичный) компрессор. Наличие электродвигателя в одном кожухе с компрессором вызывает дополнительный перегрев пара после РТО перед непосредственным всасыванием в цилиндр компрессора.

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг, определяется так:

— для одноступенчатой холодильной машины

$$q_0 = h_1 - h_4, \qquad (23.1)$$

где h_1 и h_4 — энтальпии рабочего тела соответственно на выходе из испарителя и на входе в него;

— для регенеративной холодильной машины

$$q_0 = h_6 - h_5, \qquad (23.2)$$

где h_6 и h_5 — энтальпии соответственно на выходе из испарителя и на входе в него.

Аналогична схема и для установки герметичного компрессора (рис. 23.4).

Эффективность регенерации определяется так:

$$\eta_{РТО} = \frac{t_1 - t_6}{t_3 - t_6}. \qquad (23.3)$$

Значение $\eta_{РТО}$ колеблется в таких пределах: в низкотемпературном режиме $\eta_{РТО}$ = 0,50...0,65; в среднетемпературном — 0,65...0,80; в высокотемпературном (кондиционирование воздуха, тепловые насосы) $\eta_{РТО}$ = 0,80...0,90.

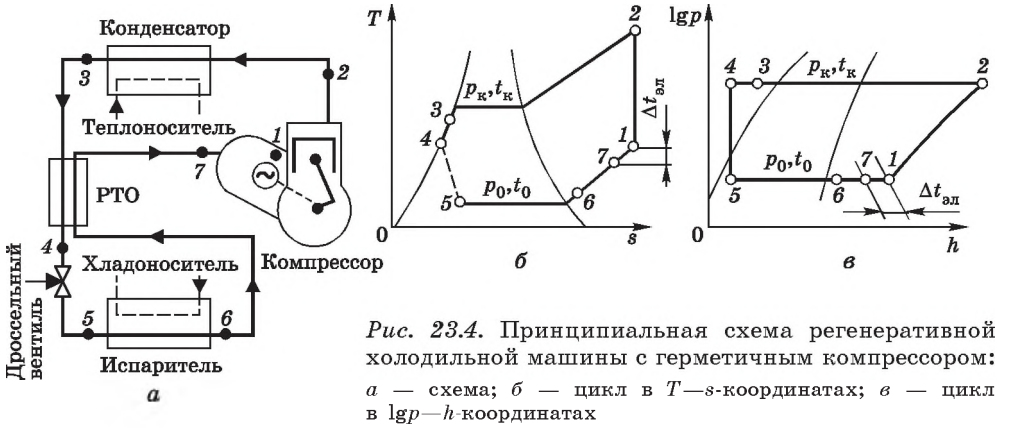


Рис. 23.4. Принципиальная схема регенеративной холодильной машины с герметичным компрессором: *а* — схема; *б* — цикл в *T—s*-координатах; *в* — цикл в lg*p—h*-координатах

В последние 10—15 лет в мировой литературе для оценки эффективности термотрансформаторов пользуются величиной *COP* (coefficient of performance):

1) теоретический коэффициент преобразования

$$COP_{т} = q_0/l; \tag{23.4}$$

2) коэффициент преобразования цикла Карно

$$COP_{Карно} = \frac{T_0}{T_к - T_0}; \tag{23.5}$$

3) теоретическая степень термодинамического совершенства

$$\eta^{т}_{СТС} = COP_{т} / COP_{Карно}; \tag{23.6}$$

4) действительный коэффициент преобразования

$$COP_{д} = Q_0/N_e . \tag{23.7}$$

В зависимостях (23.4)-(23.7) приняты обозначения: l — удельная адиабатная работа сжатия в компрессоре, кДж/кг; T_0 и $T_к$ — температуры соответственно испарения и конденсации рабочего тела; Q_0 — холодопроизводительность холодильной машины, кВт; N_e — эффективная мощность компрессора, кВт.

Одноступенчатые компрессорные машины применяют при незначительных перепадах давлений в компрессоре ($p_к/p_0 \leq 9$) и невысоких температурах кипения — 20 °С и конденсации — 30°С. Для повышения холодопроизводительности и при больших значениях давлений $p_к$ и p_0 используют двух- и трехступенчатые компрессорные машины. При многоступенчатом сжатии между ступенями компрессора осуществляется промежуточное охлаждение рабочего тела, что позволяет увеличить холодильный коэффициент. Существенной особенностью многоступенчатых холодильных систем является снижение объемных и энергетических потерь компрессора.

23.3. Абсорбционные холодильные машины

Работа абсорбционных холодильных машин отличается от компрессорных тем, что тепло от охлаждаемого тела отводят в окружающую среду с расходованием внешней энергии в виде теплоты, а не работы.

Рабочим телом в абсорбционной холодильной машине является бинарный раствор жидкостей. Низкокипящее вещество является холодильным агентом, а высококипящая жидкость — абсорбентом (поглотителем).

Схема абсорбционной холодильной машины приведена на рис. 23.5. Машина работает таким образом. В генераторе Г холодильный

агент выкипает из раствора бинарной смеси (аммиак—вода или вода—бромистый литий) при температуре $T_г$ и давлении $p_г$ вследствие подведения теплоты $Q_г$. В ректификаторе РК пар холодильного агента (например, аммиака) очищается и поступает в конденсатор Кн. Между генератором и конденсатором иногда устанавливают дефлегматор Де, предназначенный для освобождения холодильного агента от влаги. Жидкий холодильный агент из конденсатора через дроссельный регулировочный вентиль ДВ поступает в испаритель И, где к холодильному агенту подводят теплоту Q_0, вследствие чего агент кипит при температуре T_0 и давлении p_0. Образованный пар холодильного агента поступает в абсорбер Аб и поглощается абсорбентом. Процесс абсорбции сопровождается выделением теплоты $Q_а$, которую отводят в окружающую среду при температуре $T_{о.с}$. Раствор при давлении p_0 из абсорбера подают насосом Н в генератор, где давление $p_г$ больше. Абсорбент из генератора через дроссельный вентиль ДВ поступает в абсорбер.

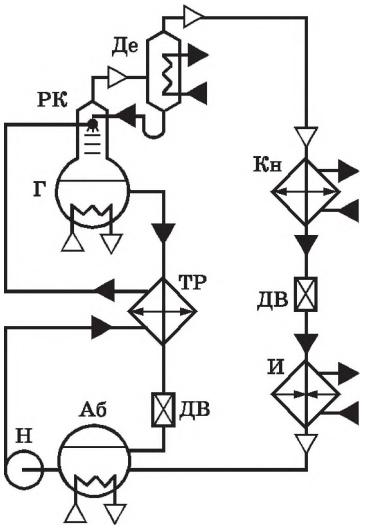


Рис. 23.5. Функциональная схема абсорбционной холодильной машины

Тепловой баланс абсорбционной холодильной машины записывают следующим образом:

$$Q_0 + Q_г = Q_а + Q_к, \qquad (23.8)$$

где Q_0, $Q_г$, $Q_а$, $Q_к$ — соответственно количества теплоты, отведенной от источника низкой температуры, подведенной в генератор, отведенной из абсорбера и переданной окружающей среде.

Термический КПД прямого цикла теплового двигателя

$$\eta = L/Q_г. \qquad (23.9)$$

Холодильный коэффициент обратного цикла

$$\varepsilon = Q_0/L. \qquad (23.10)$$

Одним из энергетических показателей системы теплового двигателя и холодильной машины является *тепловой коэффициент* — отношение количества отведенной теплоты Q_0 от источника низкой температуры к количеству затраченной теплоты $Q_г$ греющего источника:

$$\zeta = Q_0/Q_г = \eta^{\varepsilon}. \qquad (23.11)$$

Водоаммиачные холодильные машины используют для получения относительно низких температур (до −70 °С), а бромисто-литиевые — для более высоких.

23.4. Пароэжекторные холодильные машины

Работа пароэжекторных холодильных машин осуществляется за счет подведенной теплоты высокого потенциала от внешнего источника, т. е., как в абсорбционных машинах. Холодильный агент совершает совмещенные прямой и обратный циклы. В качестве рабочего тела используют воду, а также аммиак и хладоны. Холодильный агент циркулирует в машине с помощью эжектора Э (рис. 23.6), в котором соединяются процессы прямого и обратного циклов: работа прямого цикла происходит в сопле, подводится к обратному циклу в камере смешивания и расходуется в обратном цикле в диффузоре.

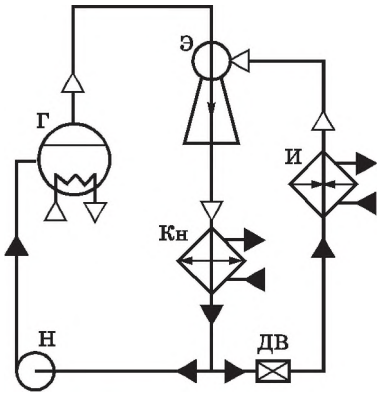


Рис. 23.6. Функциональная схема водяной пароэжекторной холодильной машины

Тепловой баланс пароэжекторной холодильной машины имеет вид

$$Q = Q_0 + Q_г + Q_н, \qquad (23.12)$$

где Q — количество подведенной в конденсатор теплоты; Q_0 — холодопроизводительность установки; $Q_г$ — количество подведенной в генератор теплоты; $Q_н$ — тепловой эквивалент работы насоса.

Холодильный ε и тепловой ζ коэффициенты определяются так, как и для абсорбционной холодильной машины.

23.5. Газовые холодильные машины

В этих машинах холодильный агент находится в газообразном состоянии и не изменяет его во время осуществления цикла. Холодильным агентом чаще является воздух, поэтому такие холодильные машины называют *воздушными*. Эти машины используют в диапазоне низких температур (от −80 до −120 °С). Схема воздушной холодильной машины показана на рис. 23.7. Воздух с температурой T_1 поступает в компрессор Км и сжимается от давления p_1 до давления p_2. Компрессор нагнетает воздух в теплообменник ТО, в котором воздух охлаждается от температуры T_2 до T_3, отдавая поглощенную теплоту окружающей среде. Потом воздух расширяется в детандере Д от давления p_2 до p_1 и поступает в охлаждаемый объект Об, где нагревается от температуры $T_н$ до T_1, отводя теплоту от охлаждаемого

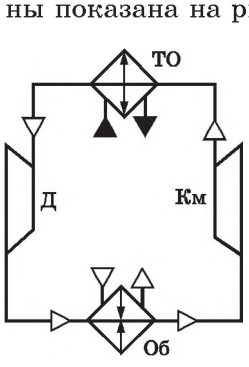


Рис. 23.7. Функциональная схема воздушной холодильной машины

тела, например воздуха. Из охлаждаемого объекта воздух поступает в компрессор, и дальше цикл повторяется.

23.6. Тепловые насосы

Принцип работы теплового насоса (ТН) предложил В. Томсон в 1852 г. Он показал, что установку, которая работает по принципу холодильной машины, можно использовать для теплоснабжения.

Теплонасосная установка (ТНУ) — это трансформатор теплоты, в котором тепловая энергия переносится от источника низкого потенциала (окружающая среда, возобновляемые источники теплоты, сбросовая технологическая теплота) к потребителю теплоты.

Вследствие реализации обратного кругового процесса рабочее вещество (холодильный агент) ТНУ обеспечивает непрерывный отвод теплоты от естественного источника и передачу его тепловому потребителю с более высокой температурой за счет затраты работы (в компрессорной ТНУ) или теплоты (в абсорбционной ТНУ). Использование ТНУ дает возможность сэкономить 30-60 % топлива и тем самым уменьшить загрязнение окружающей среды.

Тепловые насосы можно классифицировать по разным признакам.

По принципу действия: паро-компрессорные, абсорбционные и термоэлектрические.

По схеме применения: моновалентные (только ТН) и бивалентные (ТН с дополнительным источником теплоты).

По использованию источника низкопотенциальной теплоты (ИНТ), которым могут быть: внешний воздух; поверхностные воды (речка, озеро, море); подземные воды; грунт; солнечная энергия; низкопотенциальная теплота неестественного происхождения (сбросовые воды, вытяжной воздух систем вентиляции и т.п.).

По объединению ИНТ с нагретой в ТН средой: воздух—воздух; воздух—вода; грунт—воздух; грунт—вода; вода—воздух; вода—вода.

По источнику израсходованной энергии: ТН, которые для работы используют электроэнергию, топливо того или иного вида, вторичные энергетические ресурсы.

По области использования ТН: на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха, повышение эффективности энергетических установок.

Отличительные особенности холодильного цикла от теплонасосного состоят в том, что в первом случае тепло переносится от охлаждаемого тела к окружающей среде, во втором — от окружающей среды к телу с более высокой температурой. Возможен комбинированный цикл, который состоит из этих двух. Итак, в зависимости от требований потребителя с помощью компрессорных или абсорбционных машин можно выработать холод, осуществить теплоснабжение, а также комбинированное производство холода и теплоты. Поэтому их называют также *термотрансформаторами* (ТТ).

В ТТ теплота превращается с помощью объединенных прямого и обратного циклов. Для их работы надо иметь возможность пользоваться тремя внешними источниками. При производстве холода необходимы греющий источник, источник низкой температуры (охлаждаемого объекта) и источник окружающей среды; при производстве теплоты в понижающем и повышающем ТТ — греющий источник, источник нагреваемого объекта и источник окружающей среды.

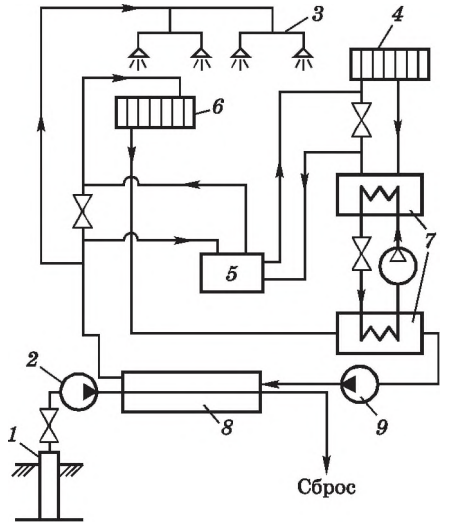


Рис. 23.8. Принципиальная схема двухконтурного теплонасосного геотермального теплоснабжения:

1 — геотермальная скважина; *2*, *9* — насосы; *3* — система горячего водоснабжения; *4*, *6* — отопительные приборы; *7* — тепловой насос; *8* — магистральный теплообменник

Схема теплоснабжения с использованием теплонасосной компрессорной установки показана на рис. 23.8. Как источник теплоты в ней использована геотермальная вода.

Схема теплохладоснабжения с использованием абсорбционного теплового насоса приведена на рис. 23.9.

Как и для цикла холодильной машины, холодильный коэффициент обратного цикла определяется соотношением

$$\zeta = Q_0/L_0. \qquad (23.13)$$

Эффективность теплового насоса оценивают коэффициентом преобразования, который равняется отношению количества теплоты $q_1 = q_2 + l$, сообщаемой нагреваемому объекту, к затраченной работе:

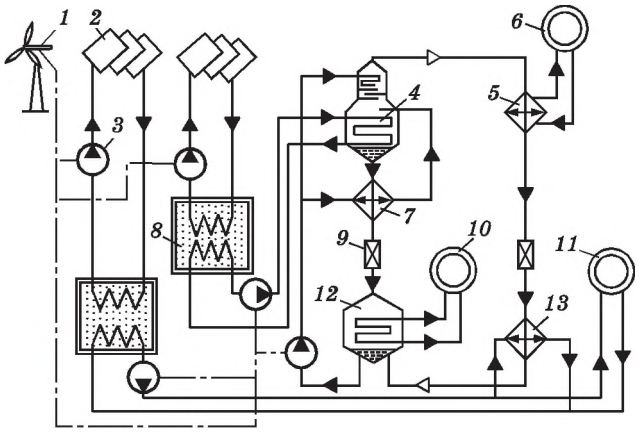


Рис. 23.9. Схема теплохладоснабжения с абсорбционным тепловым насосом:

1 — ветродвигатель; *2* — солнечные коллекторы; *3* — насос; *4* — генератор с дефлегматором; *5* — конденсатор; *6* — потребитель холода; *7* — теплообменник раствора; *8* — аккумуляторы теплоты; *9* — дроссельные вентили; *10* — потребитель холода; *11* — потребитель теплоты; *12* — абсорбер; *13* — испаритель

$$\psi = q_1/l = (q_2 + l)/l = \varepsilon + 1. \qquad (23.14)$$

Из этого следует, что коэффициент преобразования ψ больше единицы. Его значение колеблется в пределах 3-7.

Теплопроизводительность ТНУ

$$Q_к = Q_д\psi(\psi - 1), \qquad (23.15)$$

где $Q_д$ — тепловая мощность источника теплоты.

На рис. 23.10 приведена схема геотермальной системы теплоснабжения, оборудованной компрессорным тепловым насосом. Вследствие повышенной минерализации геотермальной воды предусмотрена двухконтурная схема.

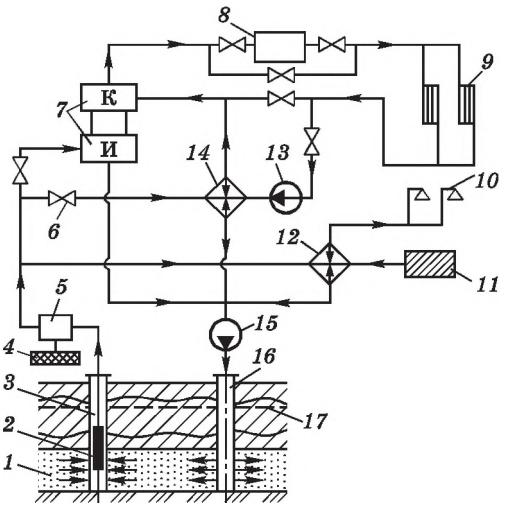


Рис. 23.10. Схема геотермального теплоснабжения с пиковым подогревом тепловым насосом и электроподогревателем:

1 — подземный коллектор; *2* — погружной насос; *3* — эксплуатационная скважина; *4* — система утилизации газов и шлама; *5* — газо- и шламоотделитель; *6* — запорная арматура; *7* — тепловой насос; *8* — пиковый электроподогреватель; *9* — система отопления; *10* — система горячего водоснабжения; *11* — источник воды для горячего водоснабжения; *12* — теплообменник системы горячего водоснабжения; *13* — сетевой насос; *14* — теплообменник системы отопления; *15* — нагнетательный насос; *16* — поглощающая скважина; *17* — статический уровень термальных вод

Контрольные вопросы и задания

1. Изложите принцип работы холодильной машины (теоретический и действительный).
2. Приведите классификацию холодильных машин и изложите их характеристику.
3. Нарисуйте схему и изложите принцип работы компрессорной холодильной машины с регенерацией и без регенерации теплоты.
4. Приведите основные показатели работы холодильных машин.
5. Приведите схему абсорбционной холодильной машины и дайте соответствующие разъяснения.
6. Опишите принцип работы пароэжекторной и газовой холодильных машин.
7. В чем заключается разница между холодильной машиной и тепловым насосом? Приведите принципиальные циклы термотрансформаторов.
8. Приведите схемы энергетических систем с компрессорным или абсорбционным тепловым насосом.
9. Каковы показатели работы тепловых насосов?

Раздел четвертый

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

24. ТЕПЛОФИЗИКА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ СООРУЖЕНИЙ

24.1. Тепловой режим помещения

В сельскохозяйственных производственных помещениях необходимо создать оптимальный микроклимат, обеспечивающий наивысшую продуктивность животных и растений. Под *микроклиматом* понимают совокупность параметров воздуха, которые характеризуют его состояние в помещении.

Основными показателями микроклимата являются температура, влажность среды, содержание вредных газов и скорость воздушного потока в помещении. При этом имеет значение сочетание этих параметров, например температурно-влажностный фактор.

Совокупность факторов, обусловливающих тепловую обстановку в помещении, называют *тепловым режимом помещения*.

Вследствие выделения водяных паров и газов в помещении кроме теплообмена происходит массообмен. Эти взаимосвязанные процессы сложны и еще недостаточно изучены.

Температура окружающего воздуха изменяется не только в течение года, но и в течение суток. Поэтому процессы теплообмена через ограждающие конструкции имеют нестационарный характер.

Чтобы обеспечить комфортные условия в помещении и, в первую очередь, требуемую температуру, необходимо знать закономерности передачи теплоты в помещении.

Тепловой баланс любой (i-й) поверхности ограждающих конструкций в помещении выражается уравнением

$$T_i + K_i + Л_i = 0, \qquad (24.1)$$

где T_i, K_i и $Л_i$ — кондуктивная (вследствии теплопроводности), кон-

вективная и лучистая составляющие теплообмена в помещении и поверхности ограждающих конструкций. Это уравнение учитывает параметры тепловых потоков в помещении, внутри ограждения и, следовательно, описывает тепловой режим помещения. На значение этих параметров влияют продукты жизнедеятельности животных и растений, а также внешние тепловые и аэродинамические воздействия.

Тепловой режим помещения зависит от теплофизических характеристик строительного материала ограждающих конструкций. В большинстве своем строительные материалы — это сложные капиллярно-пористые тела. Поры заполнены воздухом и влагой, которая может быть в разном агрегатном состоянии. С изменением климатических условий теплофизические характеристики строительных материалов могут заметно изменяться.

Основными теплофизическими характеристиками строительных материалов являются удельная теплоемкость c и теплопроводность λ. К важным свойствам строительных материалов относят их влаго- и воздухопроницаемость.

С увеличением пористости материала уменьшается значение теплопроводности λ. Это вызвано тем, что в порах, особенно в мелких, находится воздух, обладающий низкой теплопроводностью. Для материалов, используемых в строительстве, значения λ колеблются в пределах 0,1-1,05 Вт/(м^2 · К). Для изоляционных строительных материалов $\lambda = 0{,}045$-0,1 Вт/(м^2 · К).

К строительным конструкциям относят также светопрозрачные ограждения.

В сельскохозяйственных производственных сооружениях пол чаще всего расположен непосредственно на грунте, поэтому тепловой режим последнего играет немалую роль в тепловом балансе помещения.

Существенное влияние на тепловое состояние помещения оказывает *влажностный режим* ограждений.

Строительный материал представляет собой открытую гетерогенную систему, состоящую из скелета материала, влаги и воздуха. Между ними происходят сложные процессы тепломассопереноса. Перенос теплоты и массы зависит от разности потенциалов переноса. Потенциалом переноса теплоты является температура.

А. В. Лыков по аналогии с тепловым потенциалом ввел для массообмена понятие потенциала переноса влаги во влажных материалах: это некоторая функция влагосодержания и внешних параметров, характеризующая распределение влаги в теле или системе тел.

Потенциал влагопереноса Θ играет такую же роль в процессе переноса влаги, как температура в процессе переноса теплоты. Тем самым потенциал Θ является важной характеристикой для оценки влагообмена во влажных материалах.

Среднее значение потенциала влажности толщи ограждения $\Theta_{ср}$ можно принять равным полусумме потенциалов влажности внутреннего $\Theta_в$ и наружного $\Theta_н$ воздуха:

$$\Theta_{ср} = (\Theta_в + \Theta_н)/2. \qquad (24.2)$$

По аналогии с процессом теплопроводности принимают, что плотность потока влаги j пропорциональна градиенту потенциала влажности:

$$j = -\lambda_{в} \frac{\partial \Theta}{\partial x} t, \tag{24.3}$$

где $\lambda_{в}$ — коэффициент влагопроводности; $\frac{\partial \Theta}{\partial x} t = \nabla \Theta$ — градиент потенциала влажности.

Тепловые потери и теплопоступления через ограждающие конструкции могут изменить тепловой режим помещения. Очевидно, что параметры воздуха внутри помещения должны быть устойчивыми по отношению к возможным колебаниям температуры наружного воздуха.

Интенсивность и колебательный характер стоков и истоков теплоты, а также теплофизические характеристики ограждения определяют *теплоустойчивость помещения*, под которой принято понимать свойство поддерживать относительно постоянное значение температуры воздуха в помещении при колебаниях тепловых потоков.

Колебания стоков и истоков теплоты могут быть как гармоническими, так и прерывистыми. К первым относится, например, воздействие солнечной энергии на ограждения в течение суток. Примером прерывистого воздействия может быть проникновение сквозь стекла потока солнечной радиации или холодного воздуха в открытые в зимнее время ворота. Поток теплоты от оборудования, находящегося в помещении, как правило, имеет прерывистый характер.

Соотношением между колебаниями теплового потока и температуры на поверхности ограждения определяется значение так называемого *коэффициента теплоусвоения* Y. Для произвольного сечения ограждения в любой момент времени τ

$$Y(x, \tau) = \frac{q(x, \tau)}{T(x, \tau)}, \tag{24.4}$$

где $q(x, \tau)$ и $T(x, \tau)$ — соответственно плотность теплового потока и температура в сечении x в момент времени τ.

Коэффициент теплоусвоения Y и коэффициент теплоотдачи конвекцией $\alpha_{к}$ определяют значение *коэффициента теплопоглощения ограждения* B. Для отдельного i-го ограждения

$$B_i = \frac{C_i}{\frac{1}{Y_i} + \frac{1}{\alpha_{к}}}. \tag{24.5}$$

Значение коэффициента C_i колеблется в небольших пределах. Можно принять $C_i = 1{,}05$.

Произведение коэффициента теплопоглощения ограждений на площадь A_i всех поверхностей помещения определяет теплопоглощение помещения:

$$P = \Sigma B_i A_i. \tag{24.6}$$

Следовательно, значение P равно сумме теплопоглощающей поверхности всех помещений. Очевидно, чем больше значение P, тем тепловой режим в помещении более устойчив к возможным колебаниям истоков и стоков теплоты.

24.2. Воздушный режим помещений

При воздухообмене воздух поступает в помещение в виде струйных потоков. *Воздушная струя* — это направленный поток воздуха, поступающего в среду помещения. Струю, распространяющуюся в покоящейся среде, называют *затопленной*. Характерной особенностью струйных течений является то, что вблизи поверхности раздела, где возникают так называемые поверхности тангенциального разрыва, велики градиенты скоростей, температур, параметров торможения, тогда как распределение статического давления оказывается непрерывным.

На поверхности тангенциального разрыва происходит интенсивный обмен вихревыми полями, массой, импульсом и энергией. В связи с этим на границе двух струй формируется область с непрерывным распределением параметров течения, называемая *струйным турбулентным пограничным слоем*. Структура турбулентности в таком слое предполагает существование двух форм турбулентного обмена: градиентной диффузии, обусловленной мелкомасштабной турбулентностью, и объемной конвекции, осуществляемой переносом вращающихся вихрей.

В области, лежащей между внутренними границами пограничного слоя, расположено потенциальное ядро течения. Этот участок называют *начальным*. Утолщение струйного пограничного слоя, а также проникновение вихрей в потенциальное ядро постоянной скорости приводят к постепенному уменьшению поперечного размера ядра. На некотором расстоянии от начального начинается *основной* участок, характерной особенностью которого являются подобие безразмерных профилей скорости и относительно слабо меняющийся по сечению и вдоль оси уровень турбулентности. Между начальным и основным участками струи расположен *переходный* участок. В инженерных задачах турбулентную струю схематизируют, переходным участком пренебрегают.

Струи делят на осесимметричные, которые вытекают из приточных отверстий (круглого, квадратного и прямоугольного с соизмеримыми сторонами); плоские, исходящие из щелевых отверстий; веерные, исходящие из вентиляционных решеток с принудительным рассеиванием. Характеристики неизотермических струй на некотором расстоянии x, м, от отверстия таковы:

а) скорость на оси струй, м/с: осесимметричных и веерных $u_x = M/x$, плоских $u_x = M/\sqrt{x}$;

б) избыточная температура на оси струй, °С: осесимметричных и веерных $\upsilon = N/x$, плоских $\upsilon = N/\sqrt{x}$;

в) секундный расход воздуха, м^3/с, перемещаемого в струе: осесим-

метричной $Q_x = 6{,}28C^2Mx$, плоской $Q_x = 2CMl\sqrt{x}$, веерной $Q_x = 2CM\beta x$, где β — угол рассеивания струи, рад; l — длина щелевидного отверстия; $C = 0{,}082$ для осесимметричных и $C = 0{,}12$ для плоских и веерных струй; M и N — соответственно кинематическая и тепловая характеристики струй.

Под *воздушным режимом* здания понимают непрерывный процесс обмена воздуха помещения с наружным воздухом. Воздухообмен может быть искусственным или естественным. В первом случае он обеспечивается работой предназначенных для этой цели побудителей движения воздуха. Во втором — воздухообмен обусловлен естественными силами, а именно ветровым давлением или гравитационными силами.

Разность температур внутреннего и наружного воздуха вызывает гравитационное давление. Под действием ветра на наветренной стороне возникает избыточное статическое давление, а на заветренной — разрежение. Поэтому давление с внешней стороны ограждения отличается от давления воздуха в помещении. На рис. 24.1 приведены эпюры избыточного давления воздуха под влиянием различных сил.

Естественный воздухообмен, обусловленный гравитационным давлением и действием ветра, называют *аэрацией* помещения. В определенных пределах такой воздухообмен можно регулировать.

Под влиянием указанных выше естественных сил происходит инфильтрация или эксфильтрация воздуха, т. е. его проникновение в помещение или убыль из помещения через ограждающие конструкции. Интенсивность этих процессов, а также размещение по высоте здания соответствующих зон зависят от многих факторов: систем естественной вентиляции, времени года, силы ветра, конструктивных особенностей здания и пр.

Инфильтрация и эксфильтрация воздуха оказывают влияние на тепловой режим здания и являются одними из источников нарушения комфортности в помещении.

Воздухообмен, обусловленный ветровым напором, зависит от скорости ветра. Если считать, что температура воздуха внутри помещения и снаружи одинакова, т. е. если исключить действие гравитационного напора, то эпюры давлений с наветренной и заветренной сторон будут равны (рис. 24.1).

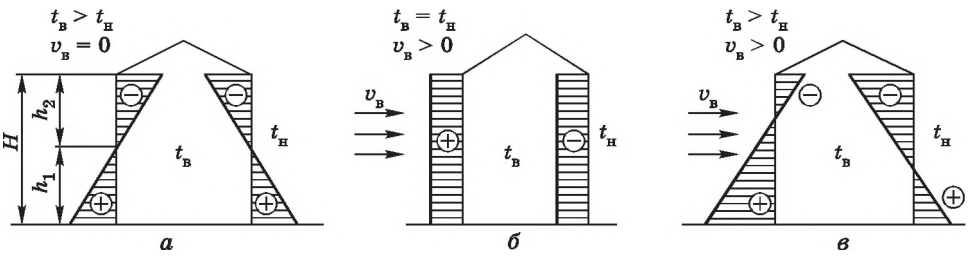


Рис. 24.1. Эпюры избыточного давления воздуха под влиянием:
а — гравитационных сил; *б* — ветра; *в* — при совместном их воздействии

Ветровое давление на здание

$$p_v = \pm K \frac{v_в^2 \rho_н}{2}; \qquad (24.7)$$

разность давлений с наветренной и заветренной сторон зданий

$$\Delta p_v = (K_1 - K_2) \frac{v_в^2 \rho_н}{2}, \qquad (24.8)$$

где $v_в$ — скорость ветра; K — аэродинамический коэффициент. Для однопролетных зданий, каковыми являются большинство сельскохозяйственных производственных сооружений, при торцевом оборудовании с наветренной стороны K_1 = 0,60-0,68; для заветренной K_2 = = 0,23-0,27, для боковых сторон $K_3 = K_4$ = 0,30-0,36. При этом значение коэффициента принимается положительным для наветренной стороны здания (K_1) и отрицательным для заветренной (K_2) и боковых сторон (K_3 и K_4).

В реальных условиях здание находится под одновременным воздействием гравитационного и ветрового давлений. В этом случае ординаты эпюр избыточного давления определяют из уравнения

$$\Delta p = \Delta p_t \pm \Delta p_в = h(\rho_н - \rho_в) \pm (K_1 - K_2) \frac{v_в^2 \rho_н}{2}. \qquad (24.9)$$

Чтобы уменьшить или предотвратить прорыв холодного воздуха в помещение, у входных дверей или ворот устанавливают *завесы воздушные* или *воздушные тепловые*.

Для создания завесы воздух, как правило, забирается вентилятором из верхней части помещения и направляется под углом к направлению холодного воздушного потока, поступающего через проемы ворот или дверей. Начальная скорость струи должна быть равна 12-16 м/с.

Воздушные завесы могут быть с нижней, боковой односторонней и боковой двухсторонней подачей воздуха (рис. 24.2). Опыт показывает,

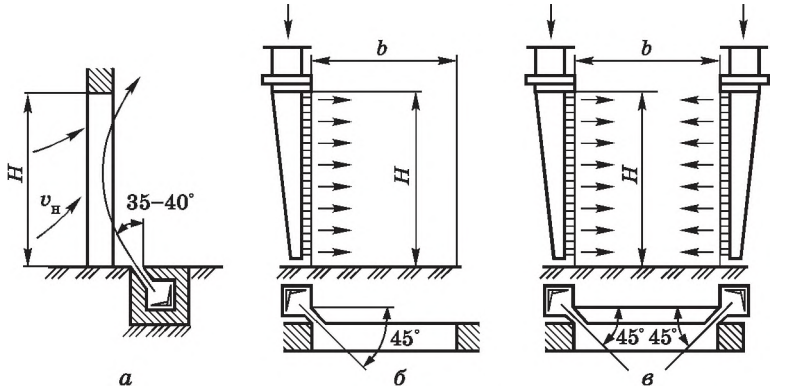


Рис. 24.2. Типы воздушных завес с различной подачей воздуха:
а — нижней; *б* — боковой односторонней; *в* — боковой двухсторонней

что наиболее эффективной является завеса с нижней подачей струи. При ее устройстве угол между осью струи и плоскостью проема принимают 35...40°; для боковых завес — 45°.

Расход воздуха на создание завесы определяют из выражения

$$L_з = \frac{\eta L_н}{\kappa\sqrt{\frac{H}{b}+1}}, \qquad (24.10)$$

где η — коэффициент, учитывающий возможность проникновения некоторого количества наружного воздуха в верхней части ворот (η = = 0,6-1,0); $L_н$ — расход наружного воздуха, поступающего через открытый проем ворот, не оборудованный завесой, м^3; H — высота проема ворот, м; b — ширина выпускной щели приточного воздуховода завесы, м; κ — коэффициент, характеризующий «дальнобойность» завесы в зависимости от угла выхода струи α к плоскости проема ворот. Значение коэффициента колеблется в пределах 0,1-0,4.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение микроклимата в помещении. Укажите основные параметры, определяющие микроклимат.
2. Запишите уравнение теплобаланса поверхности ограждающей конструкции и дайте соответствующие разъяснения.
3. Изложите основные характеристики ограждающих конструкций. Что понимают под теплоустойчивостью помещения?
4. Что понимают под потенциалом влагопереноса? Приведите выражения для потенциала влажности ограждения.
5. Запишите уравнение плотности потока влажности и укажите физический смысл каждого члена уравнения.
6. Приведите выражения коэффициента теплоусвоения и коэффициентов теплопоглощения ограждения и помещения. Дайте соответствующие разъяснения.
7. Что понимают под воздушным режимом здания? Приведите эпюры избыточного давления в помещении в зависимости от действующих сил.
8. Запишите уравнения ветрового давления на здание и давления при одновременном воздействии гравитационного и ветрового давлений.
9. Изложите сведения о воздушных и воздушно-тепловых завесах.

25. ОТОПЛЕНИЕ, ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

25.1. Общие сведения

В производственных и бытовых помещениях необходимо создать оптимальные условия, обеспечивающие высокую производительность труда. Совокупность физических свойств и химического состава воздушной среды в помещениях, содержание в них пыли и микроорганизмов, наличие радиации и ионизации, уровень освещенности объединены в понятие *микроклимата* помещений. Микроклимат определяется физиологическими, метеорологическими и техническими факторами.

К физиологическим факторам относятся температура, влажность, скорость движения воздуха, содержание газов в помещении, ионизация, освещенность, от чего зависят производительность труда рабочих, продуктивность животных, птицы, рост растений, а также сохранность овощей и фруктов в хранилищах.

Метеорологические факторы — условия окружающей среды, которые формируют микроклимат помещений через ограждающие конструкции, вентиляцию или кондиционирование.

Технические факторы — конструкция зданий с теплоизоляцией ограждающих поверхностей, вентиляцией и отоплением, освещением.

Системой теплоснабжения называют комплекс устройств, предназначенных для производства, транспортирования и использования теплоты. В ее состав входят: источники теплоты, тепловые сети, тепловые пункты и потребители теплоты.

Потребители теплоты подразделяются на сезонные и круглогодичные.

К сезонным потребителям теплоты относят отопление, вентиляцию и кондиционирование воздуха. Потребляемая тепловая мощность и закономерность ее изменения зависят от климатических условий. Сезонное тепловое потребление изменяется на протяжении года, но сравнительно постоянно в определенное время года. В холодный период тепловая мощность потребителей растет с уменьшением наружной температуры.

К круглогодичным потребителям теплоты относятся горячее водоснабжение и технологические процессы (кормозапаривание, пастеризация молока и пр.). Потребление теплоты на технологические нужды и на горячее водоснабжение относительно постоянно на протяжении года и почти не зависит от температуры окружающей среды. Максимальные расходы теплоты на технологические нужды и на горячее водоснабжение могут не совпадать по времени, что следует учитывать при определении расчетного расхода теплоты.

25.2. Тепловая мощность системы отопления

В зданиях, сооружениях и помещениях с *постоянным тепловым режимом* для поддержания внутренней температуры на заданном уровне сопоставляются *теплопотери* и *теплопоступления*.

В производственных зданиях тепловой баланс составляют с учетом интервала технологического цикла с минимальным уровнем теплопоступлений. В жилых домах учитываются бытовые тепловыделения. Для расчета общественных зданий принимают, что в помещениях нет людей, отсутствуют искусственное освещение и прочие источники теплоты.

В зданиях, сооружениях и помещениях со *сменным тепловым режимом* нормированную температуру внутреннего воздуха поддерживают только в рабочее время. Для отопления в нерабочие часы проектируют специальные установки, тепловую мощность которых определяют в соответствии с теплопотерями, происходящими при сниженной температуре помещения в этот период времени. Запас мощности должен быть достаточным для форсированного прогревания помещения перед началом работы.

Тепловые потери через конструкционные ограждения состоят из теплопотерь каждой строительной ограждающей конструкции помещения, которые определяются по формуле

$$Q_{\text{о}} = \frac{1}{R_{\text{о}}} F \left(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}\right)\left(1 + \sum \beta\right) n, \qquad (25.1)$$

где F — площадь поверхности ограждающей конструкции, м^2; $R_{\text{о}}$ — сопротивление теплопередаче ограждения, м$^2 \cdot$ К/Вт, определяемое согласно СНиП II-3-79** (кроме грунтового пола) с учетом нормативов минимального термического сопротивления ограждения; $t_{\text{в}}$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С, принимаемая согласно нормам проектирования зданий разного назначения с учетом повышения ее в зависимости от высоты помещения; $t_{\text{н}}$ — расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С, принимаемая по данным приложения 8 СНиП 2.04.05-91, или температура воздуха близлежащего помещения, если его температура большее чем на 3 °С отличается от температуры помещения, для которого рассчитываются теплопотери; n — коэффициент, зависящий от положения наружной поверхности ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху (определяется согласно СНиП II-3-79**); β — дополнительные потери теплоты в долях от основных теплопотерь, которые учитываются для наружных вертикальных и наклонных ограждающих конструкций здания.

Площадь поверхности наружных и внутренних ограждений здания F при расчете теплопотерь помещений определяют (с точностью до 0,1 м^2) по нормам на проектирование.

Сопротивление теплопередаче ограждения $R_{\text{о}}$ рассчитывают для каждой ограждающей поверхности по формуле

$$R_{\text{о}} = \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} + R_{\text{к}} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}}, \qquad (25.2)$$

где $R_{\text{к}}$ — термическое сопротивление ограждающей конструкции, м$^2 \cdot$ К/Вт; $\alpha_{\text{в}}$ и $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициенты теплообмена внутренней и наружной поверхностей ограждений, Вт/(м$^2 \cdot$ К).

Термическое сопротивление $R_к$, $м^2 \cdot К/Вт$, ограждающей конструкции с однородными слоями разных материалов, расположенными последовательно по направлению движения теплового потока, определяется суммой термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_к = R_1 + R_2 + \ldots + R_n + R_{в.п}, \qquad (25.3)$$

где R_1, R_2, ..., R_n — термические сопротивления отдельных слоев ограждающей конструкции, $м^2 \cdot К/Вт$; $R_{в.п}$ — термическое сопротивление закрытой воздушной прослойки, $м^2 \cdot К/Вт$.

Термическое сопротивление каждого i-го слоя ограждающей конструкции рассчитывают так:

$$R_i = \delta_i/\lambda, \qquad (25.4)$$

где δ_i — толщина слоя, м; λ_i — расчетный коэффициент теплопроводности материала слоя, $Вт/(м \cdot К)$.

Коэффициент теплообмена $\alpha_в$ внутренней поверхности ограждающей конструкции принимают согласно данным табл. 4* СНиП II-3-79**: для гладких поверхностей и потолков с выступающими ребрами $\alpha_в = 8{,}7$ $Вт/(м^2 \cdot К)$ при $h/a = 0{,}03$; для потолков $\alpha_в = 7{,}6$ $Вт/(м^2 \cdot К)$ при $h/a > 0{,}3$, где h — высота ребер, a — расстояние между гранями соседних ребер.

Для внутренней поверхности ограждающих конструкций животноводческих помещений и птичников $\alpha_в$ принимают согласно СНиП 2.10.03-84. В частности, для стен таких помещений, плотность заполнения которых превышает 80 кг живой массы на 1 $м^2$ пола, $\alpha_в = 12$ $Вт/(м^2 \cdot К)$; если плотность заполнения меньше 80 кг живой массы на 1 $м^2$ пола, то $\alpha_в = 8{,}7$ $Вт/(м^2 \cdot К)$. Для потолков $\alpha_в = 8{,}7$ $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Коэффициенты теплообмена $\alpha_н$ наружной поверхности ограждений для зимних условий приведены в табл. 6* СНиП II-3-79**. Для наружных стен, покрытий, перекрытий над проездами и над холодными подпольями $\alpha_н = 23$ $Вт/(м^2 \cdot К)$; для перекрытий и над холодными подвалами, которые соединяются с наружным воздухом, а также для перекрытий над холодными подпольями $\alpha_н = 17$ $Вт/(м^2 \cdot К)$; для чердачных, а также наружных стен с воздушной вентилируемой прослойкой $\alpha_н = 12$ $Вт/(м^2 \cdot К)$; для перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли, и над неотапливаемыми техническим подпольями, расположенными ниже уровня земли, $\alpha_н = 6$ $Вт/(м^2 \cdot К)$.

Теплотехнические характеристики, в том числе теплопроводность λ строительных материалов, приведены в СНиП II-3-79**.

Сопротивление теплопередаче $R_{в.п}$ воздушных горизонтальных прослоек при изменении их толщины от 10 до 300 мм колеблется в пределах 0,129-0,240 $Вт/(м^2 \cdot К)$. Для окон с одинарным остеклением $R_{в.п} = 0{,}16$-$0{,}17$ $м^2 \cdot К/Вт$, с двойным остеклением — 0,31-0,34 $м^2 \cdot К/Вт$ (большие значения для окон в деревянных рамах). Для деревянных дверей и ворот $R_о = 0{,}22$ $м^2 \cdot К/Вт$, а для двойных — 0,43 $м^2 \cdot К/Вт$.

Тепловые потери через внутренние ограждения небольшой площади

в близлежащих помещениях, которые имеют сниженную температуру воздуха, допускается не учитывать при разнице температур 3 °С и меньше. Определенные теплопотери в близлежащих помещениях отнимаются от расчетных теплопотерь помещений (если они отапливаются) как теплопоступления.

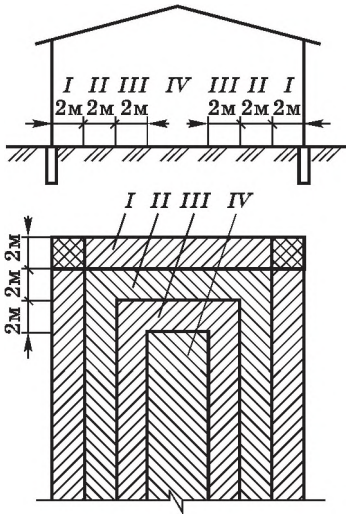


Рис. 25.1. Разбивка пола на зоны

Сопротивление теплопередаче через пол для неотапливаемых полов и стен, которые расположены ниже уровня грунта, следует определять с коэффициентом теплопроводности $\lambda \geq 1{,}2$ Вт/(м·К) по зонам (рис. 25.1) — полосам шириной 2 м, параллельным внешним стенам. Формируются зоны начиная от стен. Термическое сопротивление $R_{в.н}$, м^2·К/Вт, для отдельных зон неотапливаемого пола:

Зоны	I	II	III	IV
$R_{в.п}$	2,15	4,3	8,6	14,2

Дополнительные потери теплоты (в долях от основных потерь) через ограждающие строительные конструкции — коэффициент β в формуле (25.1) — определяются согласно приложению 12 СНиП 2.04.05-91.

При теплотехническом проектировании значения сопротивления теплопередаче $R_о$ ограждающей конструкции надо принимать не меньше:

— нормативного $R_о^{нор}$;

— необходимого $R_о^{необ}$;

— экономически целесообразного $R_о^{эк}$.

Нормативные значения сопротивлений теплопередаче $R_о^{нор}$ ограждающих конструкций регламентируются для нового строительства, реконструкции и капитального ремонта действующими нормативными документами.

Необходимое сопротивление теплопередаче $R_о^{необ}$, м^2·К/Вт, ограждающих конструкций (за исключением световых проемов) определяют по формуле

$$R_о^{необ} = \frac{t_в - t_н}{\Delta t^н} R_в n, \qquad (25.5)$$

где $\Delta t^н$ — нормированная разница температур между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °С (принимают по СНиП II-3-79**).

Значение $R_о^{необ}$ для дверей и ворот должно быть не меньше $0{,}6R_о^{необ}$ стен зданий и сооружений.

Экономически целесообразное термическое сопротивление $R_о^{эк}$, м^2·К/Вт, теплоизоляционного слоя многослойных конструкций, наружных конструкций или слоя однородной конструкции

$$R_{\text{о}}^{\text{эк}} = 1,9\sqrt{\frac{n_{\text{ут}}\left(t_{\text{в}} - t_{\text{от.п}}\right) Z_{\text{от.п}} C_{\text{стм}} l_{\text{стм}} m}{\lambda_{\text{ут}} C_{\text{ут}} E_{\text{н.п}}}}, \qquad (25.6)$$

где $n_{\text{ут}} = 0,85$ — коэффициент, учитывающий приблизительное отношение термического сопротивления утеплителя к сопротивлению теплопередаче; $t_{\text{от.п}}$ — средняя температура отопительного периода, °С; $Z_{\text{от.п}}$ — продолжительность отопительного периода, сут.; $C_{\text{стм}}$ — стоимость тепловой энергии, руб/кДж; $l_{\text{стм}}$ — коэффициент, учитывающий изменение стоимости тепловой энергии в перспективе (для производственных зданий с сухим и нормальным режимом влажности $l_{\text{стм}} = 1,2$; с мокрым и влажным режимом $l_{\text{стм}} = 1,0$); m — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты на подогрев инфильтрованного наружного воздуха ($m = 1,05$). При воздушном отоплении, совместном с приточной вентиляцией, $m = 1,0$; $\lambda_{\text{ут}}$ — теплопроводность материала утеплителя, Вт/(м · К); $C_{\text{ут}}$ — стоимость материала утеплителя или конструкционного слоя, руб/м^3; $E_{\text{н.п}} = 0,8$ — нормативный коэффициент для приведения разновременных затрат, 1/год.

По значению $R_{\text{ут}}^{\text{эк}}$ находят толщину утеплителя или конструкционного слоя $\delta_{\text{ут}}$, м:

$$\delta_{\text{ут}} = R_{\text{ут}}^{\text{эк}} \lambda_{\text{ут}}. \qquad (25.7)$$

Тепловые потери на нагревание наружного инфильтрационного воздуха $Q_{\text{в}}$ определяются для каждого помещения с окнами или балконной дверью в наружных стенах в объеме однократного воздухообмена за час по формуле

$$Q_{\text{в}} = 0,337 F_{\text{п}} h (t_{\text{в}} - t_{\text{н}}). \qquad (25.8)$$

где $F_{\text{п}}$ — площадь пола помещения, м^2; h — расстояние от пола до потолка, но не больше 3,5.

Помещения, в которых происходит более чем однократный воздухообмен в час, как правило, проектируются с приточной вентиляцией.

Для помещений общественных зданий с герметически закрывающимися окнами рекомендуется принимать $Q_{\text{в}} = 0$ при условии, что в них беспрерывно на протяжении рабочего времени будет работать система приточной вентиляции подогретым воздухом.

Потери теплоты на нагревание наружного воздуха, проникающего во входные вестибюли (холлы) через внешние двери в холодное время года при отсутствии воздухо-тепловых занавесов и одном входном тамбуре, следует рассчитывать по формуле

$$Q_{\text{в}} = 0,7(H + 0,8p)(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}), \qquad (25.9)$$

где H — расстояние от низа входной двери до перекрытия лестничной клетки; p — количество людей, находящихся в здании.

При двух входных тамбурах потери $Q_{\text{в}}$, рассчитанные по формуле (25.9), следует принимать с коэффициентом 0,6.

Другие потери в уравнении (25.2) определяются по отдельным методикам в зависимости от назначения здания.

Поток тепловыделений от оборудования, приводимого в действие электродвигателями,

$$Q_{об} = 10^3 N_н k_з k_{одн} k_т, \qquad (25.10)$$

где $N_н$ — номинальная установленная мощность электродвигателей, кВт; $k_з$ — коэффициент загрузки двигателя; $k_{одн}$ — коэффициент одновременности работы оборудования; $k_т$ — коэффициент тепловыделения данного оборудования с учетом отвода тепла из помещения воздухом, материалами и т.д. Можно принять $k_з$ = 0,5-0,8; $k_{одн}$ = 0,5-1,0. Для насосов и вентиляторов $k_т$ = 0,1-0,3.

Поток тепловыделений от электродвигателей, которые находятся в помещении,

$$Q_{дв} = N_н k_з k_{одн} \frac{1 - \eta_{дв}}{\eta_{дв}} \cdot 10^3, \qquad (25.11)$$

где $\eta_{дв}$ — КПД двигателя.

Мощность тепловыделений от нагретых поверхностей оборудования

$$Q_{н.п} = \sum_{i=1}^{n} \alpha_i F_i \left(t_{п\,i} - t_в\right), \qquad (25.12)$$

где F_i — площадь нагретой поверхности, м^2; $t_{п\,i}$ — температура нагретой поверхности, °С; $t_в$ — температура воздуха внутри помещения, °С.

Коэффициент теплообмена:

для поверхности оборудования и строительных конструкций

$$\alpha = 11{,}1\sqrt{w}; \qquad (25.13)$$

для поверхности нагретой воды

$$\alpha = 5{,}7 + 4{,}1w, \qquad (25.14)$$

где w — скорость движения воздуха возле поверхности, м/с.

Поток тепловыделений от электрических нагревателей, печей и сушилок

$$Q_{об} = N_н k_i \cdot 10^3, \qquad (25.15)$$

где k_i — коэффициент, учитывающий количество теплоты, поступающей в помещение (k_i = 0,15-1,0).

Тепловой поток от охлаждаемого материала (или продукта)

$$Q_м = \frac{M_м c_м \left(t_{м.н} - t_{м.к}\right)}{z} 10^3, \qquad (25.16)$$

где $M_м$ — масса остывшего материала, кг; $c_м$ — его удельная теплоемкость, кДж/(кг · К): для металла $c_м$ = 0,72-0,75, а для дерева $c_м$ = = 2,6 кДж/(кг · К); $t_{м.н}$ и $t_{м.к}$ — начальная и конечная температуры материала, °С; z — время, на протяжении которого происходит охлаждение материала.

Тепловой поток от освещения

$$Q_{осв} = N_{осв} K_{осв} \cdot 10^3, \qquad (25.17)$$

где $N_{осв}$ — суммарная мощность осветительных приборов, кВт; $K_{осв}$ — коэффициент, учитывающий тип светильника.

Тепловые потоки от людей складываются из явных и скрытых тепловыделений и зависят от тяжести работ, скорости движения воздуха, теплозащитных свойств одежды, температуры воздуха в помещении.

Полная теплота, которая включает явную и скрытую теплоту,

$$Q_r = nq, \qquad (25.18)$$

где q — удельное количество теплоты, которое выделяется одним человеком, Вт/чел; n — количество людей.

При изменении температуры $t_в$ от 15 до 35 °С значение q изменяется в границах: для легкой работы — от 157 до 145, для работы средней тяжести — от 208 до 197 и для тяжелой работы независимо от значения $t_в$ — 290 Вт/чел и более.

25.3. Системы отопления

Среда, при помощи которой теплота от источника теплоты передается к нагревательным приборам систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, называется *теплоносителем*. В качестве теплоносителя используют воду, пар или воздух.

Преимущества воды как теплоносителя следующие: сравнительно низкая температура, возможность транспортирования воды на большие расстояния; большой срок службы систем теплоснабжения.

К преимуществам пара относятся: возможность применения не только для теплоснабжения, но и для технологических нужд; отсутствие расхода энергии на транспортирование пара. Недостатки пара — повышение потерь теплоты паропроводами из-за более высокой температуры; меньшая безопасность при эксплуатации теплопроводов.

Преимущество воздуха как теплоносителя — удобство регулирования системы теплоснабжения; возможность совместить систему отопления с системой вентиляции.

Потребителей теплоты в сельском хозяйстве можно разделить на две группы: производственные и коммунально-бытовые. К производственным потребителям теплоты относятся такие отрасли, как животноводство и растениеводство, а также сельскохозяйственные предприятия, к коммунально-бытовым — отопление, вентиляция и горячее водоснабжение.

По мощности системы теплоснабжения характеризуются протяженностью передачи теплоты и числом потребителей.

Водяное отопление. Система водяного отопления здания состоит из источника тепловой энергии, узла приготовления теплоносителя, который расположен в тепловом пункте здания, распределительных магистралей, отдельных ветвей, подводок и отопительных приборов.

Системы водяного отопления можно классифицировать так:

— по способу (источнику) теплоснабжения — системы *индивидуального (автономного)* теплоснабжения, когда для каждого дома предусмотрена местная котельная, и системы *централизованного* теплоснабжения от районной котельной или ТЭЦ;

— по способу обеспечения циркуляции теплоносителя — системы с *естественной* и *принудительной* циркуляцией. В первом случае вода движется благодаря разнице плотностей нагретой и охлажденной воды в местной системе отопления. Во втором случае циркуляция воды обеспечивается или сетевыми насосами при централизованном теплоснабжении, или насосом автономной системы отопления.

При централизованном теплоснабжении местные системы отопления могут подключаться к внешним тепловым сетям по двум схемам:

— *независимой*, когда теплота от теплопроводов наружной системы передается теплоносителю местной системы отопления здания через поверхностный теплообменник. В системе отопления гидравлический режим, создаваемый местным насосом или за счет гравитационных сил, не зависит от давления в трубопроводах тепловой сети;

— *зависимой*, при которой теплоноситель наружной тепловой сети циркулирует непосредственно в системе отопления здания. Эта схема применима, если в местной системе отопления разрешается превышение гидростатического давления над давлением, под которым находится вода во внешнем обратном теплопроводе.

Зависимую схему подключения системы отопления к тепловым сетям подразделяют на две:

— схему с непосредственным присоединением, когда температурные режимы теплоносителя во внешних теплопроводах и в системе отопления совпадают;

— схему, в которой температура воды в подающем трубопроводе системы отопления снижается за счет ее смешивания с охлажденной водой после отопительной системы.

Распределительные магистрали соединяют источник тепловой энергии и узел приготовления теплоносителя с отдельными ветвями системы отопления дома.

Разводка магистралей по зданию может быть горизонтальной или вертикальной.

Горизонтальная разводка магистральных трубопроводов в здании конструктивно может быть:

— *верхней*, если подающая магистраль или подающая и обратная магистрали прокладываются выше отопительных приборов здания. Второй вариант схемы прокладывания магистралей используется при теплоснабжении от котельной на крыше, когда подающий и обратный трубопроводы прокладываются, как правило, по крыше здания;

— *нижней*, когда оба трубопровода расположены ниже отопительных приборов и прокладываются в подвале здания, а при его отсутствии — в цокольном или первом этаже;

— *смешанной*, когда один из распределительных трубопроводов прокладывается по крыше здания (выше отопительных приборов), а другой — по подвалу (ниже отопительных приборов). Система отопления, в которой обратный трубопровод прокладывается выше отопительных приборов, называется *смешанной*.

По направлению движения воды в подающей и обратной магистралях различают:

— *тупиковые* системы отопления, для которых характерно встречное движение горячей и охлажденной воды в распределительных трубопроводах;

— системы отопления с *попутным движением* теплоносителя, когда направления потоков нагретой и охлажденной воды в магистральных трубопроводах совпадают. Системы с попутным движением проектируются таким образом, чтобы протяжность циркуляционных колец через все ветви системы отопления была одинаковой.

Ветви трубопроводов соединяют распределительные магистрали системы отопления с подводом к отопительным приборам. По расположению в пространстве ветви могут быть вертикальными или горизонтальными. Вертикальные ветви принято называть *стояками*.

По способу присоединения подводок к ветви системы отопления делятся на *однотрубные* с последовательным соединением отопительных приборов и *двухтрубные* с параллельным присоединением отопительных приборов. В двухтрубной системе горячая вода и охлажденная вода соответственно подводятся к нагревательному прибору и отводятся от него по отдельным трубам.

В местах подключения ветвей к раздаточным трубопроводам устанавливается запорная арматура. Рекомендуется использовать, как правило, вентили с отверстиями для слива воды или выпуска воздуха, а при отсутствия таковых — тройники с кранами.

Водяное отопление с естественной циркуляцией устраивают в малоэтажных жилых или административных зданиях. В этом случае используют местные котельные с радиусом действия до 30 м.

Системы водяного отопления с естественным движением теплоносителя могут быть с верхней или нижней разводкой, одно- или двухтрубными и выполняются только по тупиковой схеме. Наиболее распространена однотрубная система с верхней разводкой, та как имеет меньшую металлоемкость и проста в монтаже.

Двухтрубная система водяного отопления с естественной циркуляцией показана на рис. 25.2. Из источника теплоснабжения (котла) *1* горячая вода через главный стояк *2*

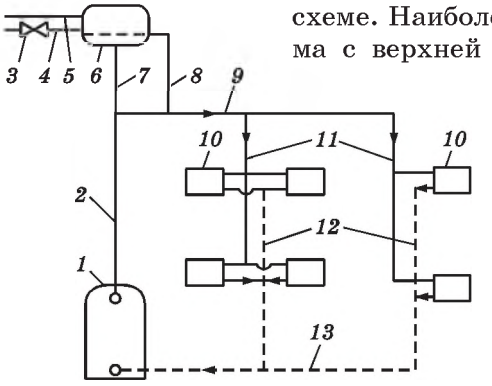


Рис. 25.2. Схема двухтрубной системы отопления с естественной циркуляцией

и горизонтальную магистраль *9* поступает по трубопроводам *11* к отопительным приборам *10*. С последних охлажденная вода по обратным трубопроводам *12* и обратной магистрали *13* возвращается в источник теплоснабжения *1*. Расширительный бак *6* присоединен к главному стояку трубой *7* и к подающей магистрали *9* трубой *8*. Из системы воздух удаляется через расширительный бак по трубе *5*; *4* — сигнальная труба с вентилем *3*.

Для обогрева многоэтажных домов, домов большой длины широко применяются системы отопления с искусственной циркуляцией воды. Преимущество таких систем состоит в том, что они могут быть центральными и обслуживать много объектов, которые стоят от котельной на значительном расстоянии (в сельской местности — на 250-1000 м). В системах водяного отопления, где циркуляция воды осуществляется с помощью насосов, температура воды составляет 110/70, 130/70 и 150/70 °С. Это дает возможность уменьшить затраты на тепловые сети и транспортирование теплоты, а также автоматически регулировать в больших границах температуру теплоносителя.

На рис. 25.3-25.5 приведены некоторые варианты присоединения отопительных приборов к ветвям и распределительным трубопроводам водяной системы отопления.

На рис. 25.3 показана схема системы отопления с вертикальными двухтрубными стояками при горизонтальной верхней (*а*) и нижней (*б*) разводке. Схема с верхней разводкой рекомендуется для автономных

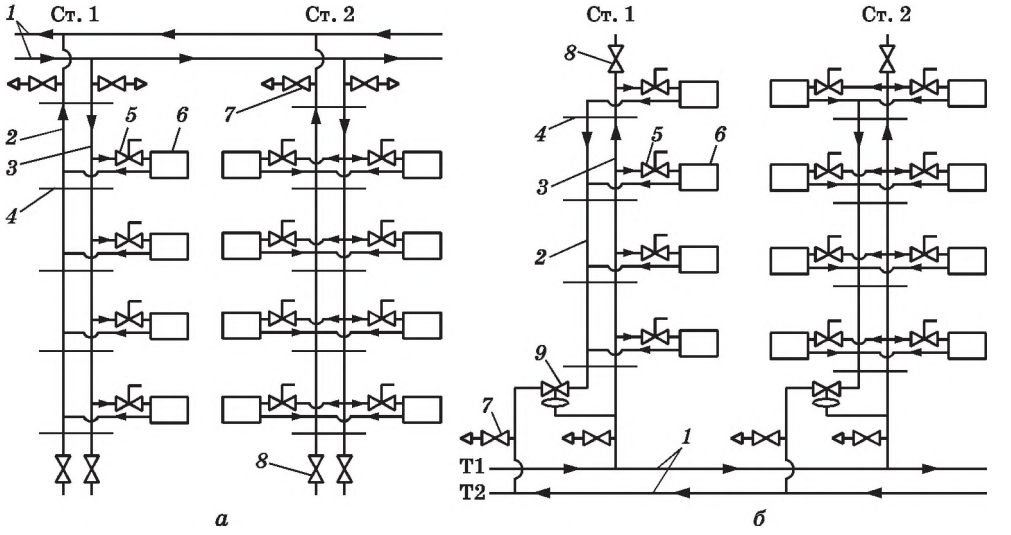


Рис. 25.3. Схемы фрагментов систем отопления с горизонтальной верхней (*а*) и нижней (*б*) разводкой, вертикальными двухтрубними ветвями (стояками) с односторонним (Ст. 1) и двусторонним (Ст. 2) присоединением радиаторов:

1 — распределительные трубопроводы системы отопления; *2, 3* — вертикальная двухтрубная ветвь (стояк); *4* — подводка; *5* — радиаторный термостатический клапан; *6* — отопительный прибор; *7* — воздуховыпускник; *8* — спускной вентиль; *9* — регулятор перепада давления

систем теплоснабжения зданий с котельной на крыше. Слив воды из стояков на период ремонта системы отопления осуществляется через вентили *8*, которые устанавливаются в нижней части трубопроводов стояков. Каждый отопительный прибор оснащен радиаторными термостатическими вентилями *5*. Воздух из системы отопления удаляется через вентили *7*.

Схему системы отопления с нижней разводкой (рис. 25.3, *б*) рекомендуется использовать в бесчердачных зданиях с довольно высокими требованиями к уровню теплового комфорта. Каждый отопительный прибор оснащен радиаторным термостатическим клапаном (РТК). Установка регулятора перепада давления *9* на трубопроводах стояков предотвращает возникновение гидравлической нестойкости системы отопления.

Горизонтальные магистральные трубопроводы прокладываются с уклоном 0,002. Трубы подводок к прибору должны иметь различные уклоны (5-10 мм) на всю длину подводки.

Однотрубная система водяного отопления со смешанной разводкой и разными схемами компоновки системы отопления приведена на рис. 25.4. В первой — прямоточной — схеме (Ст. 1) вода последовательно перетекает из одного прибора в другой. Характерная особенность этой схемы — отсутствие регулирующих кранов возле нагревательных приборов.

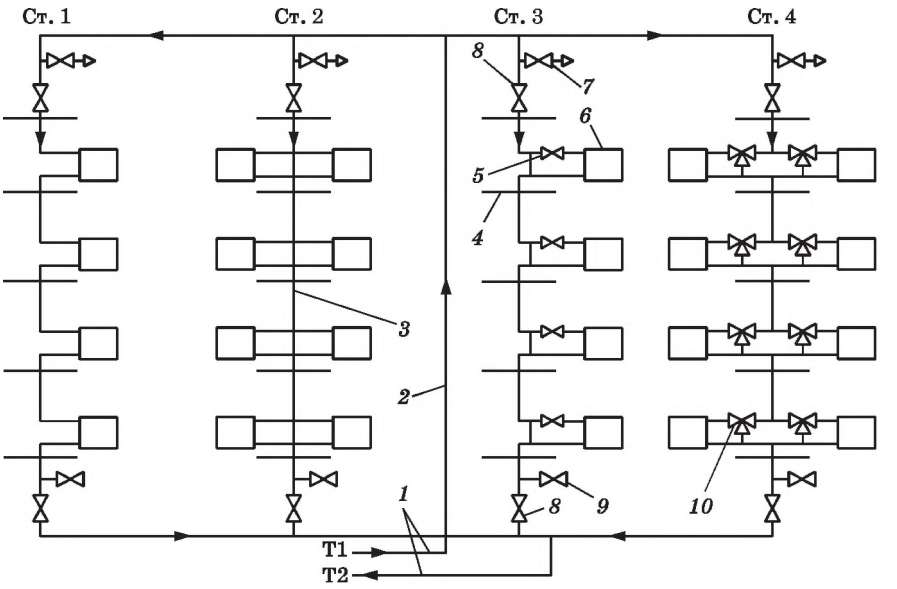


Рис. 25.4. Схема фрагмента системы отопления со смешанной горизонтальной разводкой, вертикальными однотрубными ветвями (стояками): Ст. 1 — проточный нерегулируемый; Ст. 2 — с замыкающими осевыми участками; Ст. 3, 4 — регулируемые с замыкающими смещенными участками:

1 — распределительные трубопроводы системы отопления; *2* — главный стояк; *3* — вертикальная однотрубная ветвь (стояк); *4* — подводка; *5* — проходной шаровой кран; *6* — отопительный прибор; *7* — воздуховыпускник; *8* — шаровой запорный кран; *9* — спускной вентиль; *10* — трехходовой регулирующий кран

Вторая схема (Ст. 2) выполнена с осевыми замыкающими участками. В этом случае вода в узлах присоединения нагревательных приборов делится на два потока, из которых один поступает в отопительный прибор *6*, а другой — в расположенные ниже приборы *4*.

В схемах стояков Ст. 3, Ст. 4 предусмотрены смещенные замыкающие участки с установлением полнопроходных шаровых кранов *5* или регулирующих трехходовых кранов *10*. Переключением трехходового крана *10* можно добиться, чтобы системы работали в проточном режиме или в режиме с замыкающими участками.

В однотрубной системе с верхней разводкой выпуск воздуха осуществляется с помощью воздухосборников *7*, расположенных в верхних точках системы. Для этой цели используют также расширительные баки.

Систему отопления с горизонтальной разводкой и двухтрубными горизонтальными ветвями (рис. 25.5, *а*) рекомендуется применять в зданиях большой длины, которые не имеют технических этажей для прокладывания распределительных магистральных трубопроводов.

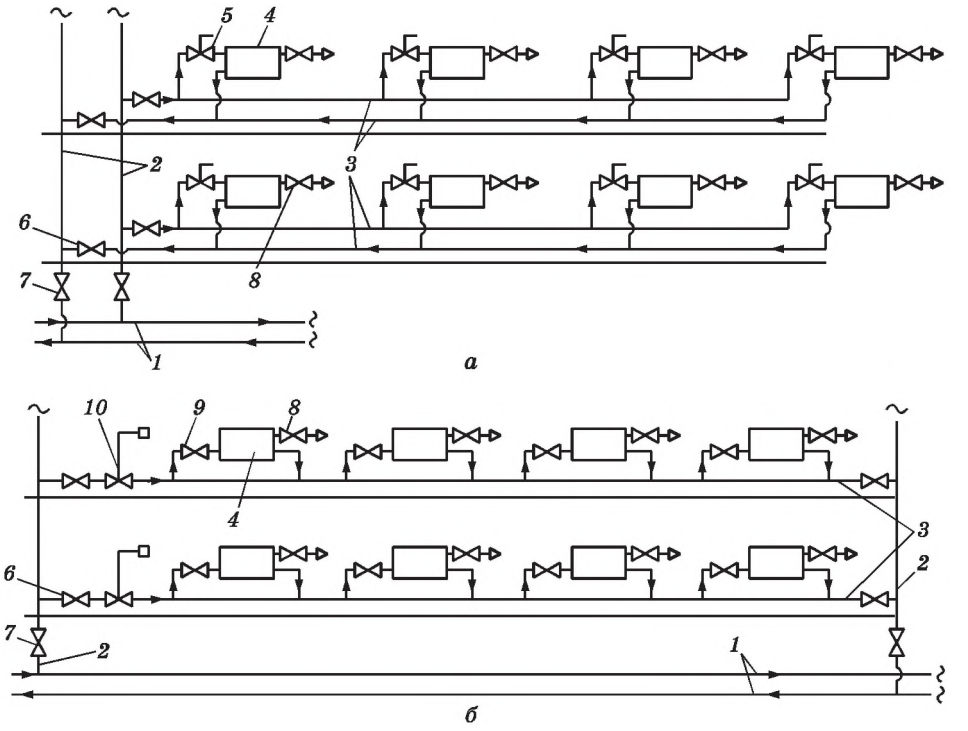


Рис. 25.5. Схемы фрагментов систем отопления с вертикальной разводкой, двухтрубными (*а*) и однотрубными (*б*) горизонтальными ветвями:

1 — распределительные трубопроводы системы отопления; *2* — трубопроводы вертикальной разводки; *3* — горизонтальные ветви; *4* — отопительный прибор; *5* — радиаторный термостатический клапан; *6, 7* — запорные шаровые краны; *8* — воздуховыпускник; *9* — проходной шаровой кран; *10* — групповой термостатический клапан с выносным термодатчиком

Для зданий с большими помещениями, в которых нужно установить несколько отопительных приборов, рекомендуется проектировать систему отопления с горизонтальной разводкой и однотрубными горизонтальными ветвями (рис. 25.5, *б*). Для каждого отдельного помещения устанавливается групповой регулятор тепловой мощности *10* с выносным датчиком температуры.

Тепловые пункты зданий должны оборудоваться узлом учета потребления тепловой энергии, узлом приготовления теплоносителя для системы отопления, узлом приготовления горячей воды. Если в здании есть система приточной вентиляции, в состав теплового пункта входит также узел приготовления теплоносителя для системы вентиляции.

Тепловой пункт оснащается необходимой запорной и регулирующей арматурой, а также контрольно-измерительными приборами.

Принципиальная схема теплового пункта при зависимом подключении к наружной тепловой сети и установлении насоса на обратной магистрали приведена на рис. 25.6.

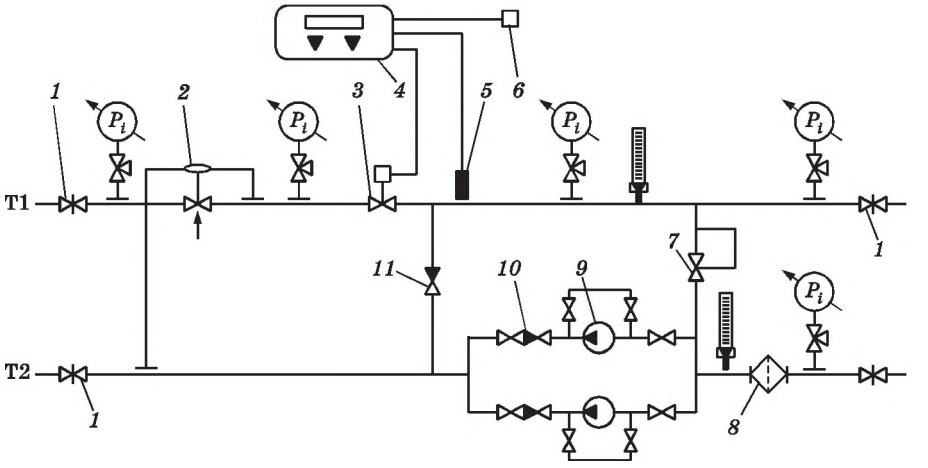


Рис. 23.6. Принципиальная схема узла приготовления теплоносителя системы отопления с зависимым присоединением к тепловой сети:

1 — задвижка; *2* — регулятор перепада давления; *3* — исполнительный механизм (регулирующий клапан); *4* — контроллер регулятора тепловой мощности; *5* — датчик температуры теплоносителя; *6* — датчик температуры наружного воздуха; *7* — перепускной клапан; *8* — фильтр; *9* — насос; *10, 11* — обратные клапаны

Тепловая мощность системы водяного отопления $Q_{от}$, Вт, определяется согласно приложению 12 СНиП 2.04.05-91 на основе теплового баланса отапливаемого здания по формуле

$$Q_{от} = (Q_{пот} b_1 b_2 - Q_{пост}) + Q_{тр}, \qquad (25.19)$$

где $Q_{пот}$ — тепловые потери здания, Вт; b_1 — коэффициент, который зависит от типа отопительного прибора; b_2 — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты за радиаторными участками

наружных стен; $Q_{пост}$ — тепловые поступления в помещение, Вт: для жилых зданий значение $Q_{пост}$ согласно приложению 12 СНиП 2.04.05-91 следует принимать из расчета 10 Вт на 1 м^2 общей площади; $Q_{тр}$ — потери теплоты в трубопроводах, проложенных в неотапливаемых помещениях здания, Вт. Значения $Q_{тр}$ не должны превышать 4 % теплопотерь $Q_{пот}$.

Расчетные теплопотери

$$Q_{пот} = (Q_{ог} + Q_{в}). \qquad (25.20)$$

Потери теплоты $Q_{тр}$, Вт, трубопроводами, проложенными в неотапливаемых помещениях здания, надо определять с учетом эффективности теплоизоляционной конструкции.

Расчетное (максимальное) годовое теплопотребление системой отопления здания, ГДж,

$$Q_{год} = \frac{0{,}0864 Q_{от} Sabc}{t_{в} - t_{н}}, \qquad (25.21)$$

где $Q_{от}$ — тепловая мощность системы отопления, кВт; S — расчетное количество градусосуток отопительного периода, град/сут.: принимается по приложению 8 СНиП 2.04.05-91; a, b, c — коэффициенты: $a = 0{,}8$ — для общественных зданий, оборудованных приборами автоматического уменьшения тепловой мощности в нерабочие часы; $b = 0{,}9$ — для зданий, в которых применяются радиаторные термостатические клапаны; $c = 0{,}95$ — для зданий с пофасадным регулированием тепловой мощности.

Определенные расчетом значения тепловой мощности $Q_{от}$ и максимального годового теплопотребления $Q_{год}$, отнесенные к 1 м^2 общей (для жилых зданий) или полезной (для общественных зданий) площади, не должны превышать нормативных контрольных значений, приведенных в приложении 25 СНиП 2.04.05-91.

Воздушное отопление имеет ряд преимуществ: обеспечивает равномерное распределение температуры в помещении, улучшает санитарно-гигиенические условия (удаление вредностей из помещения, увлажнение воздуха и т.д.), требует меньших первоначальных затрат благодаря сокращению расходов на нагревательные приборы. Системы воздушного отопления можно совместить с системами вентиляции и кондиционирования воздуха.

Воздушным системам отопления присущи и недостатки: большой расход воздуховодов и значительный расход теплоты при воздуховодах большой протяженности.

Системы воздушного отопления могут быть с естественной циркуляцией или с механическим побуждением воздуха, местными или центральными, прямоточными или с рециркуляцией воздуха (полной или частичной).

Местные системы воздушного отопления (рис. 25.7) применяют при обогреве одного помещения. Они содержат тепловой центр *1*, в который входят вентилятор и калориферы, и каналы вытяжной вентиля-

ции *2*. Для подогревания воздуха используют паровые, водяные и электрические калориферы или теплогенераторы.

На рис. 25.7, *а* показана прямоточная система, в которой количество подогретого воздуха, подаваемого в помещение, достаточно для вентиляции. В таком же количестве воздух удаляется из помещения.

В системах с частичной рециркуляцией (рис. 25.7, *б*) часть воздуха забирается снаружи с температурой $t_н$, а другая часть — из помещения с температурой $t_в$. Смешанный воздух подогревается в калорифере и подается в помещение. Системой вытяжной вентиляции удаляется только часть этого воздуха (за вычетом количества воздуха, который забирается для смешивания с наружным воздухом).

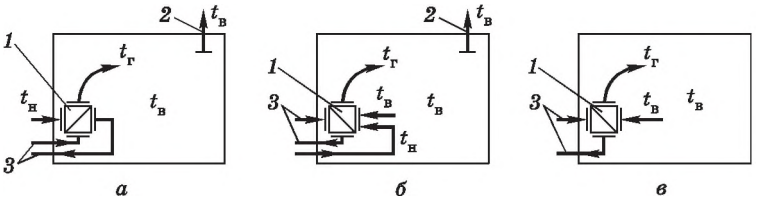


Рис. 25.7. Схемы местных систем воздушного отопления:

а — прямоточная; *б* — с частичной рециркуляцией воздуха; *в* — с полной рециркуляцией воздуха; *1* — тепловой центр; *2* — каналы вытяжной вентиляции; *3* — трубопроводы подвода и отвода теплоносителя

Для рециркуляционных систем характерно отсутствие вентиляции — в помещении происходит циркуляция внутреннего воздуха без его замены (рис. 25.7, *в*). Такие системы применяют в помещении, где не требуется вентиляция.

Значительное снижение расхода теплоты достигается установкой теплообменника-утилизатора *6* (рис. 25.7, *в*), в котором поступающий воздух подогревается за счет теплоты удаляемого из помещения внутреннего воздуха.

Схемы центральных систем воздушного отопления (рис. 25.8) могут быть также прямоточными, с частичной или полной рециркуляцией воздуха.

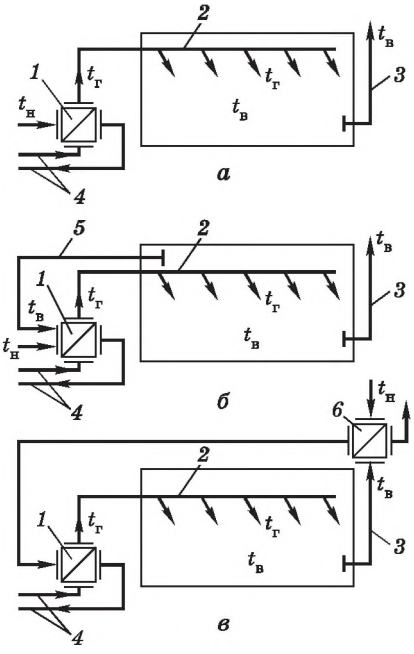


Рис. 25.8. Схемы центральных систем воздушного отопления:

а — прямоточная; *б* — с частичной рециркуляцией; *в* — прямоточная рекуперативная; *1* — тепловой центр; *2* — приточный воздуховод; *3* — вытяжной воздуховод; *4* — трубопровод теплоносителя; *5* — рециркуляционный воздуховод; *6* — теплообменник-утилизатор

Отопительные и отопительно-вентиляционные агрегаты включают калорифер, вентилятор и систему регулирования.

Панельно-лучистое отопление осуществляется за счет излучения теплоты специальными греющими панелями, расположенными в полу, стенах или потолке помещения.

Системы панельно-лучистого отопления можно применять в помещениях любого назначения. К их достоинствам следует отнести: пониженный расход металла при использовании теплоносителей с повышенными параметрами по сравнению с радиаторными системами отопления. Недостатками панельно-лучистых систем отопления являются сложность ремонта и профилактики, а также значительный расход труб на изготовление змеевиков.

Панельно-лучистое отопление обеспечивает равномерную температуру воздуха по высоте помещения, но средняя температура воздуха может быть ниже, чем при радиаторном отоплении.

Отопительные панели — это монолитные железобетонные плиты с вделанными в них змеевиками или регистрами, изготовленными из стальных труб или труб из термостойкого стекла. В качестве теплоносителей используют горячую воду, пар или нагретый воздух.

Печное отопление применяется в сельской местности для обогрева жилых и, реже, бытовых, общественных и производственных помещений.

Печи по назначению классифицируются как отопительные, отопительно-варочные, кухонные плиты квартирного типа с отопительными щитками, русские печи. По теплоемкости печи подразделяются на теплоемкие с активным объемом 0,2 м^3 и более, с внешними стенками толщиной не менее 0,06 м в области топки и 0,04 м в прочих местах; нетеплоемкие печи с активным объемом менее 0,2 м^3, в основном переносные металлические или с футуровкой толщиной до 0,04 м.

В зависимости от температуры нагрева стенок различают печи умеренного нагрева с максимальной температурой в отдельных точках наружной поверхности 80...90 °С; повышенного нагрева с максимальной температурой в отдельных точках наружной поверхности до 120 °С при средней температуре всей поверхности 90 °С; высокого нагрева (в основном металлические).

Печное отопление требует большого расхода топлива по сравнению с центральным отоплением и больших затрат труда на производство теплоты.

25.4. Нагревательные приборы системы отопления

Для отопления зданий в зависимости от их назначения и конструкции наружных стен применяют следующие типы нагревательных приборов: радиаторы, ребристые трубы, приборы из гладких труб (змеевики и регистры), конвекторы, отопительные панели.

Наиболее широко применяются радиаторы — чугунные и стальные штампованные (рис. 25.9) с интенсивной конвекционной теплоотдачей.

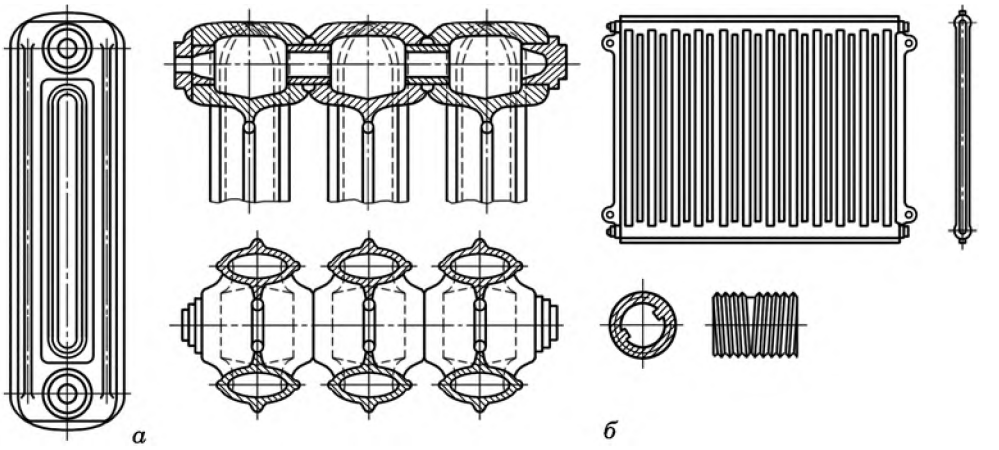


Рис. 25.9. Отопительные радиаторы:
а — чугунные; *б* — стальные штампованные

Чугунные радиаторы собирают из отдельных секций, имеющих с обеих сторон отверстия, в которые ввертываются ниппели для соединения секций между собой. Наибольшее распространение получили чугунные радиаторы М-140-АО. Они имеют относительно высокий коэффициент теплопередачи — 9,1-10,6 Вт/(м^2·К). Основной их недостаток — большая металлоемкость.

В системах центрального отопления, в которых используется вода, подвергнутая деаэрации, применяют стальные штампованные радиаторы. Их изготавливают из двух штампованных стальных листов, соединенных контактной сваркой. Присоединяют такие радиаторы к трубопроводам системы отопления так же, как и чугунные.

Самые простые отопительные приборы — чугунные ребристые трубы. Наличие ребер на поверхности труб увеличивает теплоотдачу, но снижает санитарно-гигиенические качества прибора, так как между ребрами скапливается пыль, которую трудно удалять. Чугунные ребристые трубы изготавливаются с круглыми ребрами и имеют диаметр 175 мм. Длина труб 0,5; 0,75; 1,0; 1,5 и 2,0 м.

Нагревательные приборы из гладких труб — змеевики и регистры (рис. 25.10) — применяют в помещениях, воздух которых со-

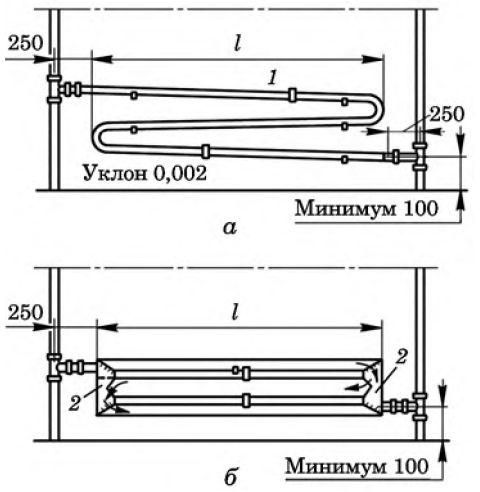


Рис. 25.10. Нагревательные приборы из гладких труб:
а — змеевик; *б* — регистр; *1* — трубы змеевика; *2* — перегородка

держит значительное количество пыли. Они высокопрочны, имеют большой коэффициент теплоотдачи (теплота отдается в основном за счет конвекции), но занимают много места и дорогостоящи.

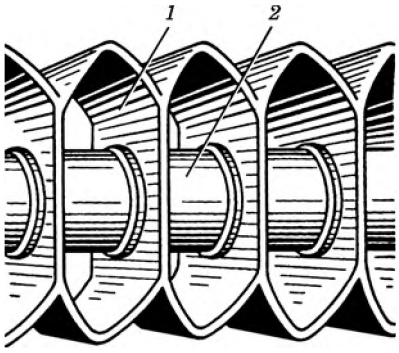


Рис. 25.11. Конвекторы плинтусного типа:

1 — ребристый элемент; *2* — труба

В системах отопления жилых и общественных зданий в настоящее время широко применяются конвекторы. Конвектор состоит из стальной или чугунной трубы диаметром 15-20 мм с оребрением из стальной ленты толщиной 0,5 мм. Около 75 % теплоты такой прибор отдает конвекцией. Теплоотдача конвектора регулируется воздушным клапаном. Теплоотдача конвекторов плинтусного типа (рис. 25.11) составляет около 303 Вт. Оребрение прибора образует замкнутые каналы шириной 20 мм и высотой 80-90 мм. Глубина прибора — 60-70 мм.

Коэффициент теплопередачи конвектора равен 4,65 Вт/(м^2·К), ребристых труб — 4,76, радиаторов различных типов — 7,55-8,15, а гладких труб — 10,47 Вт/(м^2·К).

Расчетная тепловая мощность отопительного прибора $Q_{пр}$, Вт, определяется формулой

$$Q_{пр} = \left[\left(Q_о + Q_в \right) + Q_{вн} - 0,9 Q'_{тр} - Q_{в.п} \right] K_{РТК}, \qquad (25.22)$$

где $Q_о$ и $Q_в$ рассчитываются для каждого помещения, где устанавливается отопительный прибор, согласно методике, изложенной в п. 25.2; $Q_{вн}$ — потери теплоты через внутренние стены, отделяющие помещение, для которого рассчитывается тепловая мощность отопительного прибора, от смежного помещения, где возможно эксплуатационное снижение температуры при регулировании, Вт. Потери $Q_{вн}$ следует учитывать только при расчете тепловой мощности отопительных приборов, на подводках к которым проектируются автоматические терморегуляторы. При этом для каждого помещения рассчитываются тепловые потери $Q_{вн}$ только через одну внутреннюю стену при различии температур между внутренними помещениями не менее 8 °С; $Q'_{тр}$ — тепловой поток от трубопроводов отопления (труб стояка, ветвей и подводок), открыто проложенных в помещении, для которого рассчитывается отопительный прибор, Вт; $Q_{в.п}$ — тепловой поток, регулярно поступающий в помещение от освещения, оборудования, коммуникаций, материалов и других источников, Вт. При расчете тепловой мощности отопительных приборов жилых, общественных и административно-бытовых зданий поток $Q_{в.п}$ учитывать не следует. Бытовые тепловыделения учитываются для всего дома в целом при расчетах тепловой мощности системы отопления и общих затрат теплоносителя; $K_{РТК}$ — коэффициент, учитывающий установку радиаторного термостатического

клапана (РТК). Тепловая мощность отопительного прибора с РТК рассчитывается при значении $K_{РТК} = 1{,}1$, при отсутствии РТК — при $K_{РТК} = 1{,}0$.

Тепловой поток от трубопроводов отопления, открыто проложенных в помещении,

$$Q'_{тр} = q_в l_в + q_г l_г, \qquad (25.23)$$

где $q_в$, $q_г$ — теплоотдачи 1 м вертикальных и горизонтальных труб, Вт/м (для неизолированных труб принимается по СН-398-69 и СН-354-66, исходя из диаметра и положения труб, а также разницы температур теплоносителя на входе его в рассчитываемое помещение и воздуха в помещении; для изолированных труб — по данным СНиП 2.04.05-91); $l_в$, $l_г$ — длины вертикальных и горизонтальных труб в пределах помещения, м.

Количество n модулей (секций) отопительного прибора, который установлен открыто в помещении с тепловыми потерями $(Q_о + Q_в)$, определяется по формуле

$$n = \frac{Q_{пр}}{q_{ном}\left(\theta_р/\theta_{ст}\right)^m \left(G_р/G_{ст}\right)^p}, \qquad (25.24)$$

где $q_{ном}$ — номинальный тепловой поток, Вт, одного модуля отопительного прибора при стандартных для этого прибора значениях $\theta_{ст}$ и $G_{ст}$, которые приводятся в каталогах; $\theta_р$ и $\theta_{ст}$ — расчетный и стандартный температурные напоры на поверхности отопительного прибора, °С; $G_р$ и $G_{ст}$ — расчетный и стандартный расходы воды через отопительный прибор, кг/с; как правило, $\theta_{ст} = 70$ °С, $G_{ст} = 0{,}1$ кг/с; m, p — показатели степеней, значения которых указываются в каталогах заводов-изготовителей.

Расчетное температурное сопротивление на поверхности нагревательного прибора

$$\theta_р = \frac{t_{вх} - t_{вых}}{2} - t_{вн} = t_{вх} - \frac{\Delta t_{пр}}{2} - t_в, \qquad (25.25)$$

где $t_{вх}$ и $t_{вых}$ — температуры теплоносителя соответственно на входе и выходе отопительного прибора, °С; $\Delta t_{пр}$ — перепад температур теплоносителя между входом и выходом отопительного прибора, °С; $t_в$ — температура внутри отапливаемого помещения, °С.

25.5. Оборудование для нагревания воздуха

Общие сведения. В системе воздушного отопления и вентиляции используют калориферы, теплогенераторы, тепловентиляторы и приточно-вытяжные установки (ПВУ).

К а л о р и ф е р ы — приборы, применяемые для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции, системах кондиционирования

воздуха, воздушного отопления, а также в сушильных и иных технологических установках.

По виду теплоносителя калориферы делят на огневые, водяные, паровые и электрические.

Водяные и паровые калориферы подразделяют на гладкотрубные и ребристые; последние — на пластинчатые и спирально-навивные.

По способу движения теплоносителя различают одноходовые и многоходовые калориферы. В одноходовых теплоноситель движется по трубкам в одном направлении, а в многоходовых несколько раз меняет направление движения вследствие наличия в коллекторных крышках перегородок.

Гладкотрубные калориферы (рис. 25.12) выполнены из стальных трубок диаметром 20-32 мм. Трубки калорифера располагаются в коридорном или шахматном порядке. Концы их вварены в трубные решетки, к которым присоединены распределительная *4* и сборная *6* коробки. Теплоноситель — вода или пар — поступает через штуцер *3* в распределительную коробку, а затем, проходя по трубкам, нагревает их и через штуцер *5* удаляется из сборной коробки в виде охлажденной воды или конденсата.

Холодный воздух подогревается, проходя в просветах между трубками.

Пластинчатые калориферы (рис. 25.13) состоят из трубок *1*, на которые насажены пластины *2*

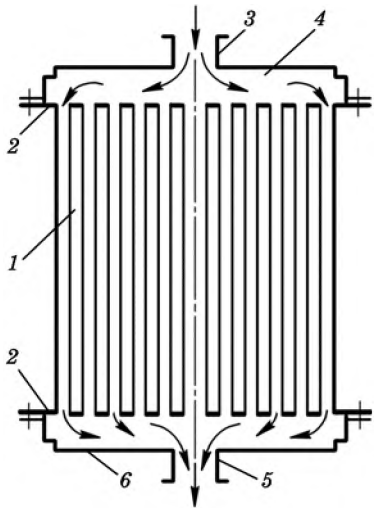


Рис. 25.12. Гладкотрубный калорифер:

1 — нагревательные трубки; *2* — трубные доски; *3* — входной патрубок; *4* — распределительная коробка; *5* — выходной патрубок; *6* — сборная коробка

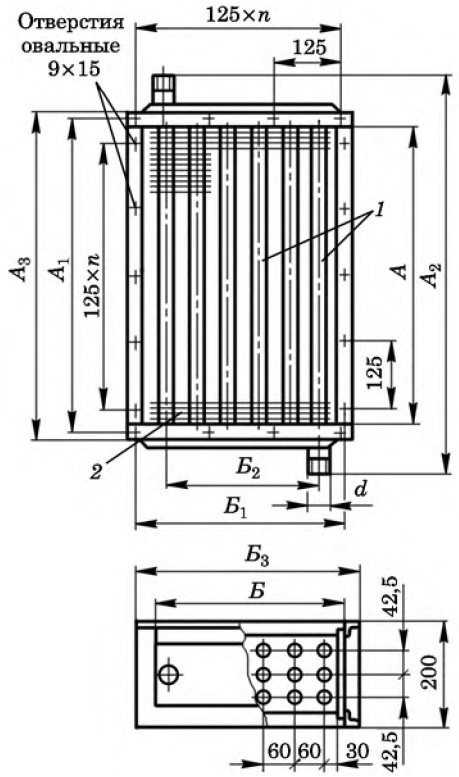


Рис. 25.13. Калорифер одноходовой пластинчатый

прямоугольной или круглой формы. Нагретые теплоносителем прямоугольные пластины отдают теплоту воздуху, проходящему по зазорам между ними.

При отоплении животноводческих ферм обычно используют калориферы КВС-П и КВБ-П, в которых теплоносителем является горячая вода, и калориферы КПС-П и КПБ-П, в которых теплоноситель — пар.

Калориферы КВС-П и КВБ-П пластинчатые, ребристые, многоходовые по горячей воде. Калориферы паровые КПС-П и КПБ-П мало отличаются по своим характеристикам от водяных.

Для отопления и вентиляции животноводческих ферм используют комплектное оборудование — *тепловентиляторы*, включающие радиальный вентилятор и калорифер. При децентрализованной системе теплоснабжения применяют также *электрокалориферные установки* и *приточно-вытяжные установки* (ПВУ).

Различают две схемы компоновки калориферов — параллельную и последовательную.

Движение теплоносителя через калориферную установку также осуществляют по двум схемам. Если теплоноситель — вода, то соединять калориферы можно как по параллельной (рис. 25.14, *а*), так и по последовательной (рис. 25.14, *б*) схемам. Предпочтение отдается последовательной схеме движения теплоносителя через калориферы, так как в этом случае при одном и том же расходе теплоносителя увеличивается скорость его движения, а следовательно, и теплоотдача его к стенке калорифера. Если теплоноситель — пар, применяется только параллельная схема соединения калориферов трубопроводами.

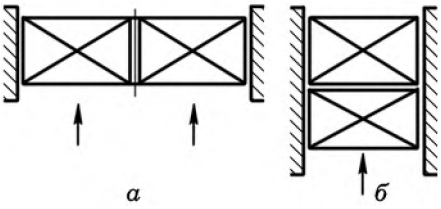


Рис. 25.14. Схемы компоновки калориферов:
а — параллельная; *б* — последовательная

Расчет и подбор калорифера производят в такой последовательности. Определяют тепловую мощность калорифера, т. е. тепловой поток, необходимый для нагревания воздуха, Вт:

$$Q_к = 0{,}278 c_p \rho L (t_к - t_н), \qquad (25.26)$$

где 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт; c_p — удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К); ρ — плотность воздуха, кг/м^3, при температуре $t_к$; L — объемный расход нагреваемого воздуха, м^3/ч; $t_к$ — температура воздуха на выходе из калорифера, °С; $t_н$ — температура воздуха на входе в калорифер, °С. Можно принять ρ = 1,2 кг/м^3; c_p = 1 кДж/(кг · К).

Определяют расчетную площадь живого сечения калорифера для прохождения воздуха, м^2:

$$f_р = \rho L/(3600 \upsilon \rho), \qquad (25.27)$$

где $\upsilon\rho$ — массовая скорость воздуха, кг/(м^2 · с). Для водяных калориферов ее значение принимают равным 7-10 кг/(м^2 · с), для паровых — 3-7 кг/(м^2 · с).

По таблицам конструктивных характеристик калориферов подбирают модель, номер и количество калориферов, установленных параллельно.

По действительному живому сечению устанавливаемых калориферов, пользуясь формулой (25.27), находят действительную массовую скорость воздуха в калорифере.

Вычисляют скорость горячей воды в трубах калорифера, м/с:

$$\upsilon_в = \frac{Q_к}{10^3 c_в \rho_в (t_г - t_о) f_{тр}}, \qquad (25.28)$$

где $c_в$ и $\rho_в$ — теплоемкость и плотность воды; $t_г$ и t_0 — температуры воды горячей и обратной (на выходе из калорифера), °С; $f_{тр}$ — площадь живого сечения трубок по теплоносителю, м^2; можно принять $c_в = 4{,}19$ кДж/(кг · К) и $\rho_в = 1000$ кг/м^3.

Рекомендуемая скорость воды в трубах калорифера $\upsilon_в = 0{,}2\text{-}0{,}5$ м/с.

Определяют требуемую площадь поверхности теплообмена калорифера

$$A_к = \frac{Q_к}{k\left(t_{ср} - t'_{ср}\right)}, \qquad (25.29)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м^2 · К); $t_{ср}$ — средняя температура теплоносителя, °С; $t'_{ср}$ — средняя температура нагреваемого воздуха, °С.

Определяют аэродинамическое сопротивление калорифера, Па:

$$\Delta P_к = A\,(\upsilon\rho)^{1{,}65}, \qquad (25.30)$$

где A — коэффициент, зависящий от конструкции калорифера: для калориферов КВС-П A = 2,16; для КВБ-П — 2,75; для КПС-П — 6,02; для КПБ-П A = 8,15. Аэродинамическое сопротивление калориферов определяют с запасом 10 %.

25.6. Горячее водоснабжение

Горячая вода расходуется на коммунально-бытовые и производственные нужды. К коммунально-бытовым потребителям воды относят жилые здания и общежития, гостинницы и пансионаты, больницы, дома отдыха, детские садики и ясли, предприятия общественного питания и бытового обслуживания (бани, химчистки). К производственным потребителям относят, в первую очередь, предприятия, потребляющие горячую воду на технологические процессы. В сельском хозяйстве — это животноводческие и птицеводческие фермы и комплексы, ремонтные мастерские, предприятия по переработке сельскохозяйственной продукции.

Системы горячего водоснабжения в зависимости от источника и способа подачи горячей воды делятся:

— на централизованные с внешним источником теплоты, т.е. с получением теплоты от сетей теплофикационных систем;

— централизованные с внутренним источником теплоты, т.е. с получением теплоты от собственной местной котельной;

— децентрализованные с приготовлением горячей воды во внутренних генераторах теплоты (газовые и электрические нагреватели и пр.).

Для жилых домов горячее водоснабжение совмещают с системой отопления. Воду для горячего водоснабжения подогревают в водном емкостном теплообменнике, который одновременно служит и аккумулятором горячей воды. При этом возможны две схемы подключения системы горячего водоснабжения к источникам теплоты: с теплообменником открытого и закрытого типов.

Температура горячей воды в точках водоразбора должна быть не ниже 55...60 °С, а после подогревателя не должна превышать 75 °С. Нормы потребления горячей воды с температурой 65 °С и расхода теплоты на горячее водоснабжение приведены в табл. 25.1.

Усредненное значение расхода теплоты на горячее водоснабжение:

— водозаборные краны —

$$\overline{Q_{\text{г}}} = \frac{0,278 m W c_{\text{в}} (65 - t_{\text{х.в}})}{\tau_{\text{зар}}}, \qquad (25.31)$$

где m — количество водоразборных точек; W — норма расхода горячей воды на одного потребителя, л/сут.; $c_{\text{в}} = 4,19$ кДж/(кг · К) — удельная теплоемкость воды; $t_{\text{х.в}}$ — температура холодной (водопроводной) воды в зимний период, °С; $\tau_{\text{зар}}$ — количество часов зарядки баков-аккумуляторов системы горячего водоснабжения за сутки;

— душевые —

$$\overline{Q_{\text{г}}} = \frac{0,278 W c_{\text{в}} (65 - t_{\text{х.в}}) \tau_{\text{д}}}{\tau_{\text{зар}}}, \qquad (25.32)$$

где $\tau_{\text{д}}$ — количество часов работы душевой в сутки.

Нормы потребления горячей воды и расхода теплоты Таблица 25.1.

Потребитель	Единица	Норма	
		потребления горячей воды, л	расхода теплоты, МДж
Жилые дома квартирного типа	1 чел./сут.	80-180	20
Общежития	1 чел./сут.	40-60	10-15
Больницы	1 постельное место	150-180	38-45
Поликлиники	1 посетитель	5	1,3
Детские ясли-сады	1 ребенок в сутки	25-30	7,5

В формулах (25.31) и (25.32) нормы расхода горячей воды W приведены для температуры горячей воды $t_г$ = 65 °С. Если температура воды, поступающей к потребителю, отличается от 65 °С, то норму расхода воды находят по формуле

$$W_t = W\frac{t_г - t_{х.в}}{65 - t_х}, \qquad (25.33)$$

где $t_г$ — температура горячей воды, °С; $t_{х.в}$ — температура холодной воды, °С.

На животноводческих предприятиях теплую воду применяют для технологических нужд: мытья вымени перед доением коров, мытья молочной посуды, промывание доильной аппаратуры, молокопроводов и другого оборудования. В холодный период года на фермах крупного рогатого скота (КРС) подогретая вода подается в автопоилки, используется для уборки помещений, в душевых для обслуживающего персонала.

На птицефабриках горячая вода нужна для обработки тушек бройлеров, для работы яйцемоющих машин, а также санитарной обработки помещений. Нормы потребления горячей воды при $t_г$ = 55 °С:

Потребитель (или процессы)	Затраты воды, л/сут
Обслуживающий персонал, на 1 чел.	11
Коровы молочные, на 1 гол.	15
Телята, на 1 гол.	2
Свиноматки, на 1 гол.	5
Поросята-отлучники, на 1 гол.	0,5
Ремонтный молодняк и свиньи на откорме, на 1 гол.	0,5

Норма расхода воды на промывание оборудования в доильно-молочном блоке — 150 л/ч, на мытье и дезинфекцию машин — 80 л на одну машину.

Часовой расход теплоты на санитарно-гигиеничные нужды

$$\overline{Q_г} = \frac{0,278 W c_в (t_г - t_{х.в})}{24}. \qquad (25.34)$$

На животноводческих фермах широко применяют тупиковую схему с верхней разводкой трубопроводов и баком-аккумулятором.

25.7. Кондиционирование воздуха

Кондиционирование воздуха — процесс автоматического поддержания в помещениях определенного, заранее заданного режима и состояния внутреннего воздуха независимо от наружных (времени года, состояния погоды, скорости ветра, температуры и влажности наружного воздуха и т. д.) и внутренних (колебания тепловой нагрузки, изменения технологического процесса, изменения количества людей и животных в помещениях) факторов.

Установки для кондиционирования воздуха должны обеспечить: 1) очистку его от пыли; 2) нагревание до оптимальной температуры; 3) охлаждение до оптимальной температуры; 4) увлажнение; 5) осушение; 6) очистку от запахов (парфюмеризация, адоризация); 7) ионизацию; 8) уменьшение шумов.

Первые пять из перечисленных требований предъявляются ко всем современным установкам кондиционирования, а последующие три есть специальными.

Между кондиционирующими установками и вентиляционными устройствами, а также системами воздушного отопления имеются принципиальные различия.

Вентиляция предназначена для подачи или удаления воздуха (естественным или механическим путем), поддержания чистоты и свежести его в помещении и представляет по существу процесс «разжижения» вредностей в помещении.

Комплекс технических средств, осуществляющих требуемую обработку воздуха, транспортирование и распределение в обслуживаемых помещениях, включая средства автоматического регулирования, контроля и управления, составляет *систему кондиционирования воздуха* (СКВ).

Устройство, в котором осуществляются тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называют *установкой кондиционирования воздуха* (УКВ) или *кондиционером*.

На рис. 25.15 приведена схема прямоточной системы кондиционирования без рециркуляции. Схема такого кондиционера проще, чем с рециркуляцией воздуха, и чаще применяется в сельском хозяйстве.

Наружный воздух подогревается в калорифере *1* первой ступени. В летний период через обводной канал воздух проходит мимо калорифера. В современных калориферах с помощью сдвоенного секционного клапана можно изменять соотношение количества воздуха, проходящего через калорифер и по обводному каналу, в соответствии с изменяющимися климатическими условиями.

Подогретый воздух через сепаратор *2* поступает в камеру орошения *4*. Сепаратор отделяет капли воды, оказавшиеся во влажном воздухе, и выравнивает поток воздуха.

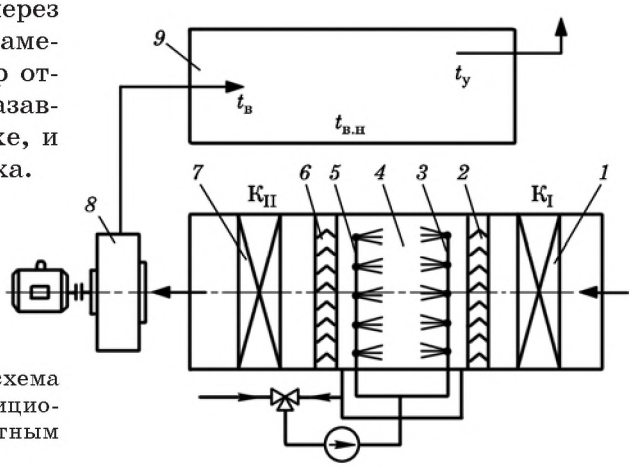


Рис. 25.15. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с адиабатным увлажнением и осушением

Зимой, когда требуется увлажнение подогретого воздуха, в камере орошения работает система увлажнения *3*. Мелкодисперсное распыление воды производится при помощи форсунок. Струи направлены по потоку воздуха, температура воды близка к температуре обрабатываемого воздуха.

В летний период года, когда требуется осушение воздуха, в камере орошения работает левый ряд *5* — форсунки грубого распыления, направляющие струи против потока воздуха. Влажный воздух, встречая на пути крупные капли холодной артезианской или специально охлажденной воды, теряет влагу в результате конденсации водяных паров на поверхности капель.

За камерой орошения расположен второй каплеотделитель — сепаратор *6*. При необходимости воздух проходит через калорифер второй ступени *7*. Подготовленный таким образом воздух поступает в вентилятор *8* и нагнетается в помещение *9*.

Установки кондиционирования воздуха оснащаются устройствами автоматического регулирования его параметров внутри помещения: температуры, влажности, давления и расхода.

Применяют количественный и количественно-качественный методы регулирования. По первому методу снижается расход воздуха. При регулировании по второму методу снижение расхода воздуха происходит до определенного предела, после чего регулирование осуществляется качественным методом, а именно путем изменения параметров приточного воздуха.

25.8. Графики тепловой нагрузки

Особенность потребления теплоты в сельском хозяйстве (в животноводческих и птицеводческих фермах и комплексах, сооружениях защищенного грунта и пр.) — его неравномерность в течение года и, следовательно, относительно кратковременное использование тепловой мощности оборудования систем теплоснабжения. Так, в животноводческих фермах коэффициент использования тепловой мощности равен 0,25...0,75.

График изменения расхода теплоты на отопление зданий в зависимости от температуры окружающей среды приведен на рис. 25.16.

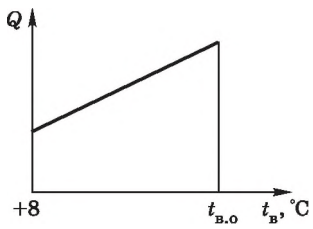


Рис. 25.16. График расхода теплоты на отопление зданий

График расхода теплоты на вентиляцию, как и на отопление, строится в зависимости от температуры наружного воздуха в диапазоне от +8 °С до расчетной температуры на отопление $t_{н.от}$. На рис. 25.17 изображены графики подачи теплоты на вентиляцию производственных *1* и общественных *2* зданий. В последнем случае при снижении температуры воздуха от расчетной наружной

вентиляционной температуры $t_{н.в}$ до $t_{н.от}$ расход теплоты на вентиляцию не увеличивают.

Суточный график тепловой нагрузки на горячее водоснабжение показан на рис. 25.18. В течение отопительного периода (пределы температур от +8 °С до $t_{н.о}$) расход теплоты на горячее водоснабжение не зависит от температуры наружного воздуха. В летний период, вследствие более высокого значения температуры окружающей среды, расход теплоты $Q_{г.в}^{ср.л}$ уменьшают, сохраняя постоянным в течение всего периода.

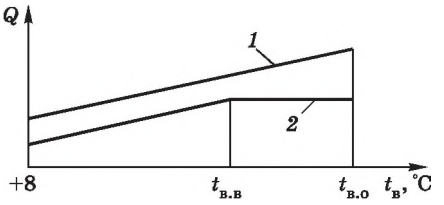


Рис. 25.17. График расхода теплоты на вентиляцию

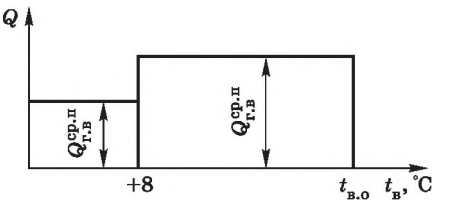


Рис. 25.18. График расхода теплоты на горячее водоснабжение

График технологической нагрузки зависит от профиля производственных сельскохозяйственных предприятий и режима их работы.

Суммарный суточный график теплового потребления на горячее водоснабжение и на технологические нужды изображен на рис. 25.19.

Для анализа режима работы системы теплоснабжения и выбора теплового оборудования строят годовые графики продолжительности сезонной нагрузки (отопления и вентиляции). По оси абсцисс откладывают число часов отопительного периода, а по оси ординат — часовой расход теплоты при данной температуре.

Обозначенная на графике точка *A* (рис. 25.20) соответствует температуре наружного воздуха +8 °С, т. е. началу отопительного сезона. Точки *B*, *C* и *D* соответствуют температурам 0 °С, −10 и −15 °С, а

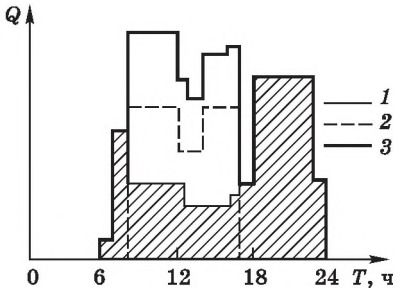


Рис. 25.19. График расхода теплоты:

1 — на горячее водоснабжение;
2 — на технологические нужды;
3 — суммарный расход

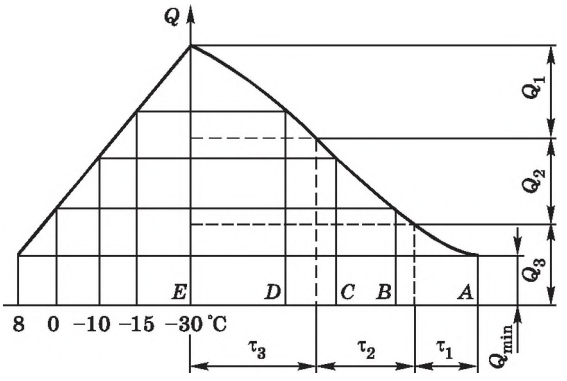


Рис. 25.20. График продолжительности тепловой нагрузки в течение отопительного сезона

длительность их и других более низких температур берется из климатических таблиц для данной местности. Точка E соответствует расчетной температуре наружного воздуха $t_{н.р}$, °С. Из опорных точек A, B, С, D на ординатах в определенном масштабе откладывают тепловые нагрузки. По ординате, проведенной из точки E, откладывают расчетную тепловую нагрузку, соответствующую $t_{н.р}$.

25.9. Регулирование тепловых нагрузок

Различают центральное, местное и индивидуальное регулирование тепловых нагрузок. Центральное регулирование выполняют в источнике теплоснабжения, местное — в абонентских вводах (тепловых пунктах), индивидуальное — непосредственно у теплопотребляющего оборудования (например, изменяя расход теплоносителя через калорифер или отопительный прибор).

В системах теплоснабжения сельскохозяйственных объектов предусматривают центральное регулирование по отопительной нагрузке на основе температурных графиков, при помощи которых определяют зависимость температуры воды в трубопроводах тепловых сетей от температуры наружного воздуха (или от тепловой нагрузки).

При построении графиков принимают:

— начало и окончание отопительного периода при температуре наружного воздуха +8 °С для жилых, общественных и производственных зданий, отопительная нагрузка которых прямо пропорциональна разности температур внутреннего и наружного воздуха;

— расчетную температуру внутреннего воздуха в жилых помещениях $t_в$ = +18 °С, в производственных зданиях $t_в$ = +16 °С;

— расчетную температуру воды в обратном трубопроводе $\tau'_{2.0}$ = +70 °С;

— расчетную температуру воды в подающем трубопроводе $\tau'_{1.0}$ = = +150 °С (допускается также +95, +110, +120, +130, +140 °С).

Расчетные температуры воды соответствуют расчетной (максимальной) тепловой мощности систем отопления.

Для зданий со значительными тепловыделениями или расходами теплоты внутри помещения из уравнения теплового баланса необходимо определять предельную температуру начала (или окончания) отопительного периода.

При зависимой схеме присоединения систем отопления и использовании конвективно-излучающих отопительных приборов температуру воды в подающем и обратном трубопроводах тепловых сетей определяют по формулам

$$\tau'_{1.0} = t_в + \Delta t'_{от}\overline{Q_{от}^{0.8}} + \left(\delta\tau'_{от} - 0,5\theta'\right)\overline{Q_{от}}, \qquad (25.35)$$

$$\tau'_{2.0} = t_в + \Delta t'_{от}\overline{Q_{от}^{0.8}} - 0,5\theta'\overline{Q_{от}}, \qquad (25.36)$$

где $\Delta t'_{от}$ — расчетный температурный напор в отопительных приборах, °С; $\delta\tau'_{от}$ — расчетная разность температур сетевой воды в трубопроводах на

теплопункте, °С; θ' — расчетная разность температур воды в отопительной системе, °С; $\overline{Q}_{от}$ — относительная отопительная нагрузка (по отношению к расчетной при температуре наружного воздуха $t_{н.от}$).

Температурный напор и разности температур определяют с учетом расчетных температур воды в трубопроводах:

$$\Delta t'_{от} = 0{,}5(\tau'_{3.0} + \tau'_{2.0}) - t_{в}; \tag{25.37}$$

$$\delta\tau'_{от} = \tau'_{1.0} + \tau'_{2.0}; \tag{25.38}$$

$$\theta' = \tau'_{3.0} + \tau'_{2.0}, \tag{25.39}$$

где $\tau'_{3.0}$ — расчетная температура воды в подающем трубопроводе отопительной системы (без смесительного устройства), °С.

Относительная отопительная нагрузка для зданий, в которых потребляемая мощность прямо пропорциональна разности температур внутреннего и наружного воздуха, может быть определена по формуле

$$\overline{Q_{от}} = (t_{в} - t_{н})/(t_{в} - t_{н.от}), \tag{25.40}$$

где $t_{н}$ — текущая температура наружного воздуха, °С.

Для животноводческих ферм и других зданий, на тепловой режим которых значительно влияют тепловыделения от животных или оборудования, относительная отопительная нагрузка определяется на основе теплового баланса помещения.

Температуру воды в подающем трубопроводе отопительной системы рассчитывают с учетом смесительных устройств по формуле

$$\tau_{2.0} = t_{в} + \Delta t'_{от} Q_{от}^{0,8} - 0{,}5\theta'\overline{Q_{от}}. \tag{25.41}$$

Характеристикой смесительного устройства является коэффициент смешения, который равен отношению расхода воды обратного и подающего трубопроводов тепловой сети. Его вычисляют по расчетным температурам воды:

$$u_{р} = (\tau'_{1.0} - \tau'_{3.0})/(\tau'_{3.0} - \tau'_{2.0}). \tag{25.42}$$

При непосредственном присоединении без смесительных устройств

$$\tau'_{1.0} = \tau'_{3.0}, \quad \tau'_{1.0} = \tau'_{3.0}, \quad \delta\tau'_{от} = \theta'. \tag{25.43}$$

В случае использования калориферных установок воздушного отопления температуру воды при построении отопительного графика вычисляют по формулам

$$\tau'_{1.0} = t_{в} + (\tau'_{1.0} - t_{в})\overline{Q_{от}}, \tag{25.44}$$

$$\tau'_{2.0} = \tau'_{1.0} - (\tau'_{1.0} - \tau'_{2.0})\overline{Q_{от}}. \tag{25.45}$$

При наличии системы горячего водоснабжения температуру воды в подающем трубопроводе открытых систем теплоснабжения принимают не менее +60 °С, закрытых — не менее +70 °С. Минимально допустимая температура сетевой воды должна быть не меньшей, чем температура воды в системе горячего водоснабжения. В связи с этим проводят

выравнивание («срезку») температурного графика. Нижняя его часть имеет вид горизонтальной линии, соответствующей значению вышеуказанной температуры. Температуру наружного воздуха, которая соответствует точке «излома» графика, обозначают $t_{н.от}$. При температурах наружного воздуха выше $t_{н.от}$ поддерживается неизменной температура не только в подающем, но и в обратном трубопроводах тепловой сети.

Температурный график, который имеет «срезку» в нижней части, называют *отопительно-бытовым*.

Тепловую нагрузку в системе горячего водоснабжения регулируют по средней (среднесуточной) тепловой мощности горячего водоснабжения при наличии баков-аккумуляторов или по расчетной (максимальной) мощности — при их отсутствии.

В закрытых системах теплоснабжения сельскохозяйственных объектов обычно используют схему параллельного включения водоподогревателей для горячего водоснабжения.

В открытых системах теплоснабжения предусматривают отбор воды:

— из подающего трубопровода при температуре сетевой воды +60 °С;

— из подающего и обратного трубопроводов через смеситель при температуре сетевой воды выше +60 °С;

— только из обратного трубопровода при температуре обратной воды не меньше +60 °С.

Количество воды в подающем трубопроводе (по отношению к расходам воды на горячее водоснабжение) определяют так:

$$u_г = (t_г - \tau_{2.0})/(\tau_{1.0} - \tau_{2.0}), \qquad (25.46)$$

где $t_г$ — температура горячей воды, °С.

При центральном регулировании отопительной нагрузки расход сетевой воды на отопление остается постоянным, а расход на горячее водоснабжение изменяется на протяжении суток: он устанавливается местными регуляторами расхода на тепловых пунктах. Построение температурных графиков показано на рис. 25.21.

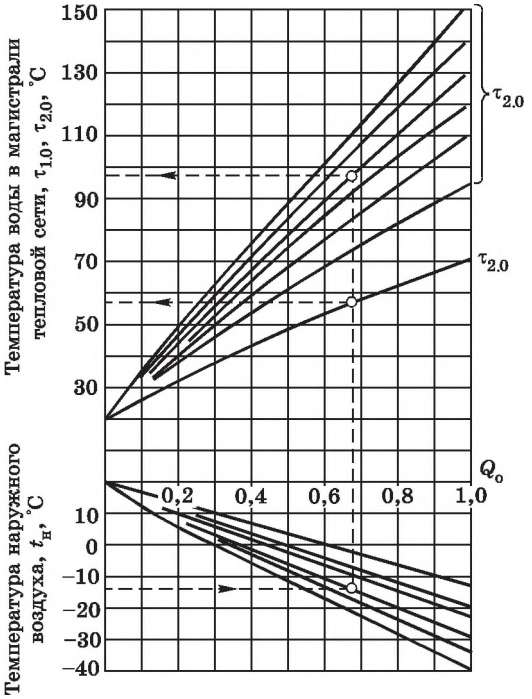


Рис. 25.21. Графики качественного регулирования тепловой нагрузки

Средняя температура воды в обратном трубопроводе тепловых сетей

$$\tau_{2ср} = \frac{M_{от}\tau_{2.0} + M_{в}\tau_{2в} + M_{г.в}\tau_{2г.в}}{M_{от} + M_{в} + M_{г.в}}, \qquad (25.47)$$

где $M_{от}$, $M_{в}$ и $M_{г.в}$ — расходы сетевой воды систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, кг/с; $\tau_{2г.в}$ — температура обратной воды после водоподогревателей, °С.

При расчете средней температуры $\tau_{2г.в}$ в случае использования открытых систем теплоснабжения расход горячей воды не учитывают.

25.10. Подбор котлов

Основная характеристика применяемых водогрейных и паровых котлов — тепловая мощность (в основном для водогрейных котлов) или номинальная паропроизводительность (для паровых котлов). В котельных установках централизованного теплоснабжения устанавливают паровые котлы паропроизводительностью не менее 2,5 т/ч и водогрейные — тепловой мощностью не менее 4,6 МВт. При децентрализованном теплоснабжении используют котлы маленькой теплопроизводительности, теплогенераторы, отопительные печи, газовые и электрические водонагреватели.

Если заданы вид теплоносителя, род топлива и способ сжигания, то выбор котлов зависит от тепловой мощности, обусловленной для зимнего и летнего периодов года. В холодный период расчетная тепловая мощность равняется сумме максимальной тепловой мощности систем отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и расхода теплоты на технологические потребности. В летний период расчетная мощность состоит из максимальных значений потребления теплоты на горячее водоснабжение и технологические потребности.

Котлы подбирают по расчетной максимальной тепловой мощности для зимнего периода:

$$Q_{уст} = 1{,}2Q_{т.з}, \qquad (25.48)$$

где $Q_{уст}$ — суммарная тепловая мощность всех котлов, установленных в котельных, кВт; $Q_{т.з}$ — суммарное теплопотребление в зимнее время, кВт.

При выборе котлов руководствуются следующим: число котлов не должно быть меньше двух и больше шести (последняя цифра относится к чугунным котлам); желательна установка однотипных котловых агрегатов с одинаковой производительностью; резервные котлы не устанавливаются; в тех случаях, когда тепловая нагрузка колеблется незначительно, следует отдавать предпочтение котловым агрегатам с большей единичной мощностью, что обеспечивает меньшее количество котлов в котельных; допускается работа котлов с перегрузкой или недогруженностью, которая не превышает 25 % номинальной.

При известном значении тепловой мощности котла $Q_к$ число котлов в котельных определяют по формуле

$$m = Q_{уст}/Q_к. \quad (25.49)$$

Тепловую мощность паровых котлов находят по формуле

$$Q_к = 0{,}278D(h_п - h_{п.в}), \quad (25.50)$$

где D — паропроизводительность котла, кг/ч.

Подбирать котлы можно также исходя из площади поверхности нагревания $F_к$, которую для водогрейных и паровых котлов низкого давления (с избыточным давлением до 68,7 кПа) определяют так:

$$\alpha F_к = Q_{уст}/(Q/F_к), \quad (25.51)$$

где $Q/F_к$ — удельное тепловое напряжение поверхности нагревания котлов, кВт/м^2. Для котлов КЧ-1 можно принять $Q/F_к$ = 12-14, для котлов КЧ-2 — 13-14, для котлов КЧ-3 — 12-14 кВт/м^2.

Для паровых котлов высокого давления

$$F_к = (1{,}1\text{-}1{,}2)D_{р.н}/(D/F_к), \quad (25.52)$$

где $D_{р.н}$ — расчетное количество нормального пара: $D_{р.н} = D_р(h_п - h_{пер})/2680$; 2680 — энтальпия нормального пара, кДж/кг; $D/F_к$ — напряжение поверхности нагревания по нормальному пару (так называемый паросъем), кг/(м$^2 \cdot$ ч).

После выбора типа котельной установки и подбора котлов составляют тепловую схему, на которой изображают основное и вспомогательное оборудование, а также трубопроводы водяного пара, воды и конденсата.

В тепловых схемах водогрейных, а также производственных паровых установок применяют одноконтурную схему (контур первичного теплоносителя). Для теплоснабжения отопительно-производственных потребителей от паровых котлов применяют двухконтурную схему. Во вторичном контуре циркулирует сетевая вода, которая подогревается в сетевых теплообменных аппаратах паром, вырабатываемым в котлах.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют микроклиматом помещения и какими факторами он определяется?
2. Как определяют основные потери теплоты из помещений?
3. Что такое требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций?
4. Проанализируйте величины, входящие в формулу для определения экономически целесообразного термического сопротивления теплопередаче.
5. Дайте определение добавочных потерь и укажите, как их находят.
6. Приведите классификацию систем водяного отопления.
7. Рассмотрите схемы водяного отопления и выполните их сравнительный анализ.

8. Приведите схему теплового пункта и объясните его работу.

9. Изложите основные принципы парового отопления. Рассмотрите схему воздушного отопления.

10. Приведите классификацию отопительных приборов и метод их расчета.

11. Укажите типы калориферов. Как производится подбор калориферов?

12. Дайте общую характеристику систем горячего водоснабжения. Определите расход теплоты на горячее водоснабжение.

13. Что называют кондиционированием воздуха? Приведите классификацию систем кондиционирования воздуха.

14. Рассмотрите на $H—d$-диаграмме процесс кондиционирования воздуха.

15. Приведите схему кондиционирования воздуха и изложите принцип ее работы.

16. Изобразите графики тепловой нагрузки и дайте соответствующие разъяснения.

17. Изложите классификацию систем регулирования тепловых нагрузок и приведите требования, предъявляемые к системе отопления.

18. Напишите формулы температуры воды в подающем и обратном трубопроводах тепловых сетей. Чему равняется относительная отопительная нагрузка для зданий?

19. Приведите графики качественного регулирования тепловой нагрузки и объясните, как ими пользоваться.

20. Изложите метод подбора котлов для систем теплоснабжения.

26. ВЕНТИЛЯЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И КОММУНАЛЬНО-БЫТОВЫХ ЗДАНИЙ

26.1. Общие сведения

В сельском хозяйстве производственные процессы сопровождаются выделением в воздух помещений вредностей: газов и паров, избытков теплоты и влаги. Источниками паров и газов являются различные технологические процессы. Люди, животные и птица, находящиеся в помещениях, выделяют углекислоту и другие газы. Источниками теплопоступлений являются люди, животные и птица, солнечная радиация, технологическое оборудование и пр. Теплота от источников поступает в помещение конвекцией и лучеиспусканием. Эти теплопоступления называют *теплопоступлениями явной теплоты*, так как они приводят к повышению температуры воздуха в помещении. Теплопоступления в воздух помещения в виде паров называют *поступлениями скрытой теплоты*, так как, увеличивая энтальпию воздуха, они не изменяют его температуру. Суммарные теплопоступления, включающие все виды поступления теплоты, называют *полной теплотой*.

Человек, находящийся в покое (сидя или стоя), выделяет 85-115 Вт теплоты; при работе незначительной тяжести — до 140 Вт, при легкой работе — 140-170, при работе средней тяжести — 170-290, при тяжелой — более 290 Вт.

В среднем полная теплоотдача человеком распределена следующим образом: на испарение (скрытая теплота) — 21 %, на радиацию и конвекцию (явная теплота) — соответственно 37 и 42 %.

Нормы выделения теплоты животными следующие: КРС (в зависимости от массы) — 560-1000 Вт; телятами (в зависимости от возраста) — 50-350; свиньями — 100-300; поросятами и молодняком — 10-100 Вт; птицей взрослой в среднем на 1 кг массы — 5,6 (утки, гуси), 7,8-9,2 (куры, индейки), 9,5-15 Вт/кг (цыплята).

Избыточной теплотой называют разность суммарных теплопотерь помещения. Различают явную и полную (явную и скрытую) избыточную теплоту.

Если теплопоступления меньше теплопотерь, то разность этих величин называется *теплонедостачей*. В этом случае система совмещает функции вентиляции и отопления.

Источники влаговыделений в жилых и общественных помещениях — это люди, оборудование общественного питания и т. п.; в производственных предприятиях сельскохозяйственного назначения — животные, птица, поливная вода в теплицах, овощи и фрукты в хранилищах, открытые водные поверхности, смоченное оборудование и пол, пар, поступающий через неплотности оборудования и паропроводов.

Избыточные вредные пары — это влага. Количество выделяемого организмом человека водяного пара при умеренной температуре воздуха и небольшой физической нагрузке составляет 40-75 г/ч. При высокой температуре среды выделение влаги может возрасти до 150 г/ч и больше.

Животные выделяют значительное количество водяных паров: коровы — 270-570 г/ч (коровы в период лактации — 600-950 г/ч); свиньи — 200-430 г/ч (свиноматки подсосные — 490-560 г/ч).

Повышение влажности воздуха при низкой температуре вызывает охлаждение организма и может привести к простудным заболеваниям.

На самочувствие человека и животных большое влияние оказывает *содержание газов* в воздухе. Человек в состоянии покоя в течение 1 ч вдыхает и выдыхает в среднем 500 л воздуха. Если во вдыхаемом воздухе содержится 0,03 % CO_2, то в выдыхаемом — 3,57 %.

Коровы в зависимости от массы выдыхают от 100 до 180 л CO_2 в час, свиньи — от 40 до 100 г/ч.

В цехах и отделах промышленных предприятий воздух загрязняется главным образом газами и парами, образующимися при протекании технологических процессов.

Вредное влияние оказывает *пыль*, находящаяся в воздухе. Вредность пыли зависит не только от ее состава, но также от крупности и формы. Пыль может глубоко проникать в дыхательные пути.

Важным показателем санитарного состояния воздуха в помещениях является *количество находящихся в них микроорганизмов*. Воздух считается загрязненным, если в 1 $м^3$ их находится более 4500.

Наличие в помещении избытков теплоты, влаги и вредных газов отрицательно сказывается на здоровье и физиологическом состоянии людей и животных, влияет на их производительность и продуктивность, приводит к снижению привеса животных. Изменением состава и свойств окружающей среды можно определенным образом влиять на живой организм.

Для оптимизации параметров воздушной среды, удовлетворяющих санитарно-гигиеническим требованиям, устраивают вентиляцию.

Вентиляцией называют совокупность мероприятий и устройств, обеспечивающих расчетный воздухообмен в помещениях жилых, общественных и производственных зданий.

Вентиляционная система — это совокупность устройств для обработки, транспортирования, подачи и удаления воздуха.

По назначению системы вентиляции подразделяют на приточные и вытяжные, обеспечивающие общеобменную или местную вентиляцию.

Системы вентиляции, подающие воздух в помещение, называют *приточными*, а удаляющие загрязненный воздух из помещения — *вытяжными*.

Вентиляцию называют *общеобменной*, если вентилируется все помещение или его рабочая зона. *Местная* вентиляция обеспечивает удаление воздуха непосредственно от оборудования — источника вредных выделений или подачу воздуха в какую-либо определенную часть помещения.

По способу побуждения движения воздуха различают системы с *естественной* и *принудительной вентиляцией*. В первом случае воздух поступает в помещение и удаляется из него вследствие разности плотностей воздуха внутри помещения и снаружи, а также под влиянием ветра. Естественную вентиляцию делят на бесканальную и канальную. *Бесканальная вентиляция* осуществляется через окна, фрамуги, форточки и стеновые проемы. Она наиболее проста, но малорегулируема. Более совершенна *канальная вентиляция*, при которой приток свежего и отвод загрязненного воздуха осуществляют через каналы, снабженные регулирующими заслонками.

Наиболее эффективна принудительная вентиляция (с механическим побуждением), в которой воздух приводится в движение при помощи вентиляторов, работающих в режиме нагнетания (приточные системы) или разрежения (вытяжные системы).

По характеру распределения приточного воздуха различают механические системы вентиляции с *рассредоточенной* и *сосредоточенной подачей*. В первом случае воздух подают в помещение с помощью воздуховодов, равномерно размещенных внутри помещения и снабженных отверстиями; во втором — воздух нагнетают в помещение в виде струй.

26.2. Принципиальные схемы вентиляции

Вентиляция жилых и общественных зданий. При естественной вентиляции жилых домов приточный воздух поступает через форточки и фрамуги. Загрязненный воздух удаляется через решетки, расположенные под потолком, а потом по каналам направляется в вытяжную шахту (рис. 26.1). Такую же систему вентиляции применяют в административных и офисных помещениях объемом до 1500 м^3.

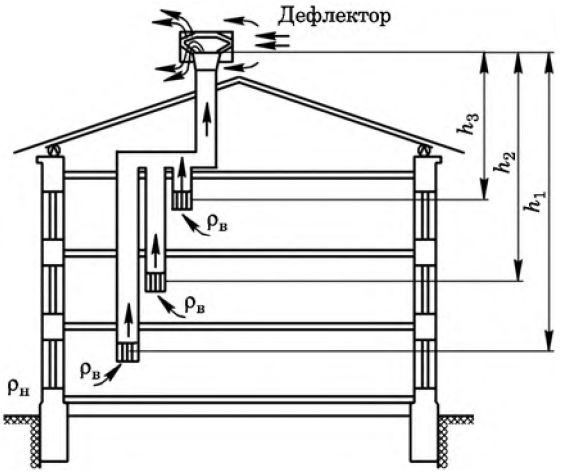


Рис. 26.1. Схема вытяжной естественной вентиляции зданий

Более совершенна вентиляция с механическим побуждением (рис. 26.2). Внешний воздух через заборную решетку *1*, приточную шахту *2* и клапан *3* направляется в фильтры *4*, где очищается от механических примесей. Потом воздух поступает в калорифер *5*, где нагревается до заданной температуры, и вентилятором *6* нагнетается в помещение через воздухопроводы *7* и решетку

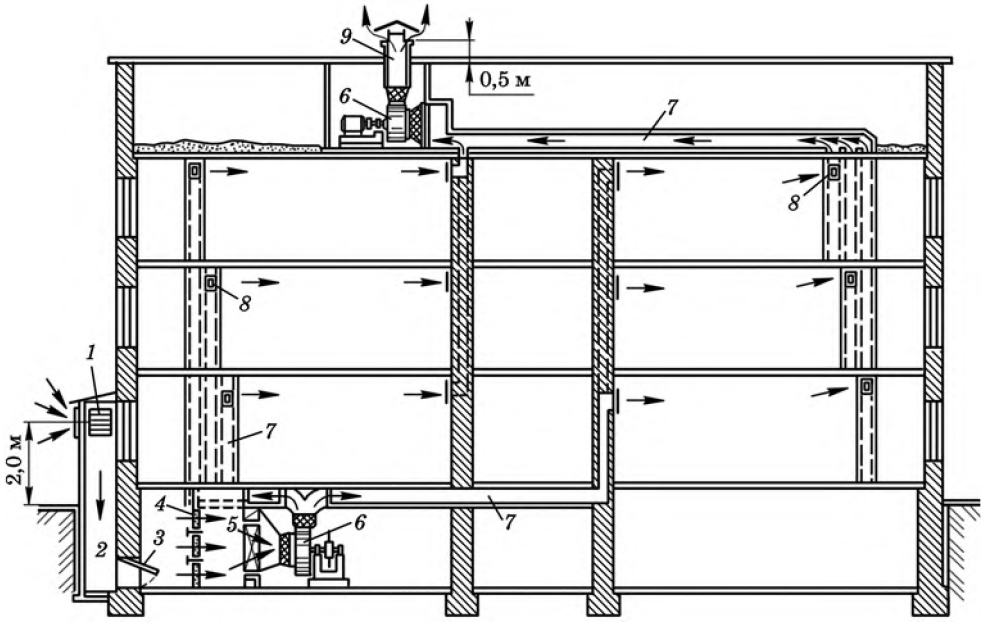


Рис. 26.2. Приточно-вытяжная вентиляция общественного здания

8. Загрязненный воздух через шахту *9* удаляется в атмосферу. Принудительная вентиляция дороже естественной, но обеспечивает более интенсивный воздухообмен в помещениях.

На рис. 26.3 приведена схема приточно-вытяжной вентиляции производственного здания. В этой системе поступление и удаление воздуха происходит по принципу «сверху вниз». Приточные каналы и шахты расположены на техническом чердаке, а вытяжные отверстия — в подпольных каналах. В отдельных случаях приточные и вытяжные системы оборудованы регулирующими устройствами в виде дроссель-клапанов или задвижек и устройством для очистки воздуха.

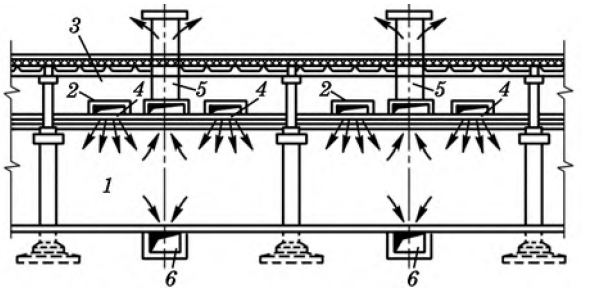


Рис. 26.3. Схема приточно-вытяжной вентиляции производственного здания:

1 — рабочий зал; *2* — приточные каналы; *3* — технический чердак; *4* — щелевидные отверстия с направляющими лопатками; *5* — вытяжные шахты; *6* — подпольные каналы

Вентиляция животноводческих и птицеводческих помещений. Простейшей системой естественной вентиляции в животноводческом помещении является шахтная вентиляция (рис. 26.4). Такая система вентиляции может обеспечить гигиеническое состояние воздуха в помещении в зимнее время при температуре наружного воздуха до −10 °С.

В случае использования механических систем возможны как приточная, так и вытяжная вентиляции. При этом стремятся, чтобы воздух поступал равномерно в зону размещения животных. Наибольший интерес представляют системы, работающие круглый год или в теплый период.

Вентиляция помещений с крышными вытяжными вентиляторами показана на рис. 26.5. Основной поток воздуха проходит над зоной размещения животных.

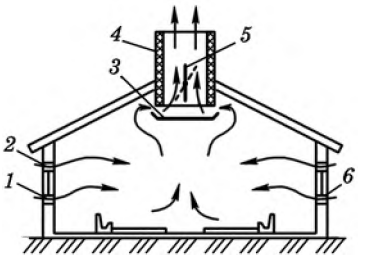


Рис. 26.4. Схема вытяжной вентиляции животноводческого помещения:

1 и *2* — подоконный и надоконный приточные проемы; *3* — поддон; *4* — утеплительная шахта; *5* — дроссель-клапан; *6* — регулировочный направляющий клапан

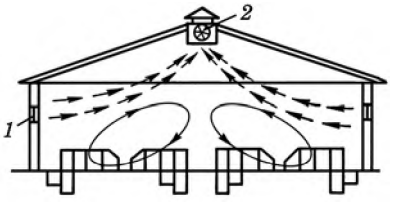


Рис. 26.5. Вытяжная вентиляция помещений с вентиляторами, размещенными на крыше:

1 — оконные проемы; *2* — крышный вентилятор

Создание вихревых зон по этой схеме и ее чувствительность к ветру особенно неблагоприятно сказывается в холодный период года.

Схема вытяжной вентиляции с настенными вентиляторами приведена на рис. 26.6.

Примером приточно-вытяжной системы отопления и вентиляции коровника при двухрядном стойловом содержании животных является система, приведенная на рис. 26.7. Подает воздух отопительно-вентиляционный агрегат, состоящий из центробежного вентилятора и калорифера. Загрязненный воздух вытягивается через шахты, расположенные в шахматном порядке над стойлами животных. Приточный воздуховод располагают в виде двух параллельных воздуховодов равномерной подачи воздуха, расположенных под потолком или в опорных конструкциях покрытия. Загрязненный воздух удаляют при помощи двух групп шахт, попарно расположенных в правой и левой частях помещения.

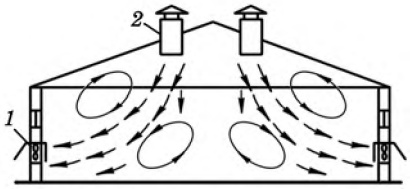


Рис. 26.6. Вытяжная вентиляция помещений с настенными вентиляторами:

1 — настенные вентиляторы; *2* — приточные шахты

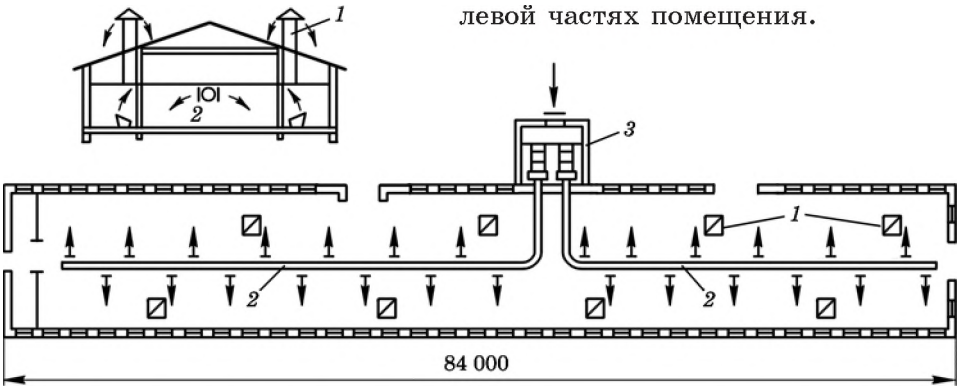


Рис. 26.7. Схема вентиляции коровника:

1 — вытяжные шахты; *2* — приточные воздуховоды; *3* — вентиляционная камера

Система вентиляции птицефабрик и птицеферм должна обеспечивать подачу свежего воздуха непосредственно в зону содержания птицы, удаление вредностей, которые выделяются в помещении, поддержку необходимых значений температуры, влажности, скорости движения воздуха независимо от периода года и метеорологических условий.

В промышленном птицеводстве в связи с широким внедрением клетчатого содержания птицы разных возрастных групп распространены механические и комбинированные системы вентиляции. Чаще всего в помещениях, где находится птица, применяют системы воз-

душного отопления, соединенные с приточной вентиляцией (СОВ), которая бывает как централизованной, так и автономной. Варианты конструктивных решений вентиляционных систем, наиболее используемых для указанных помещений, приведены на рис. 26.8.

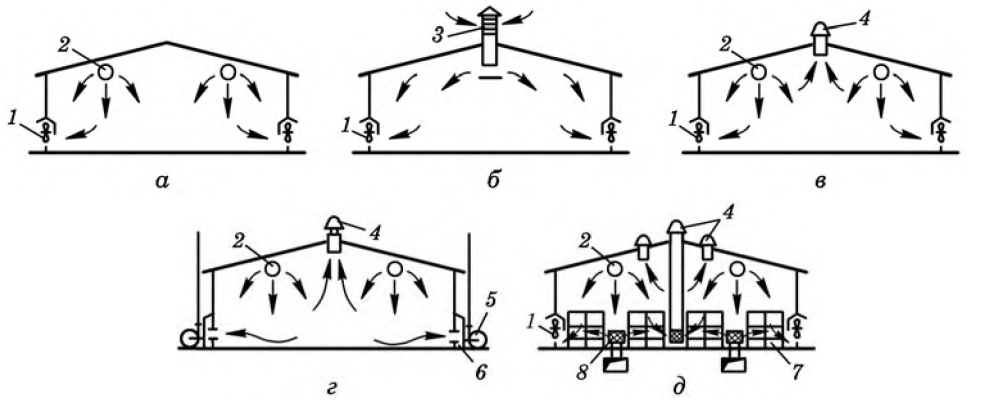


Рис. 26.8. Схемы вентиляции в птицеводческих помещениях:

а, б — «сверху вниз»; *в, г* — «сверху-вниз и вверх»; *д* — «сверху - и снизу-вниз и вверх»; *1* — вытяжной осевой вентилятор; *2* — приточный воздухопровод-распределитель; *3* — приточная шахта; *4* — вентилятор; *5* — вытяжной радиальный вентилятор; *6* — вытяжной сборный наружный клапан; *7* — клеточная батарея; *8* — приточная труба

Местная вентиляция. В тех случаях, когда необходимо удалять вредные выделения в месте их образования и не допускать их распространения по помещению, применяют *местную вытяжную вентиляцию*. В сельском хозяйстве ее используют в мастерских, в зданиях для ремонта и хранения сельскохозяйственных машин и в лабораториях. Местные отсосы и местные души имеют ряд преимуществ: малые расходы воздуха, локализация вредностей, простота системы вентиляции. Принцип работы заключается в устройстве укрытий технологического оборудования и организации местной вентиляции (отсос или воздушный душ) из укрытий. По конструкции их подразделяют на закрытые, полуоткрытые и открытые. Закрытые системы (герметические кожухи или камеры) в условиях сельского хозяйства применяют редко. К полуоткрытым и открытым местным отсосам относят вытяжные зонты, вытяжные панели, бортовые отсосы и вытяжные шкафы.

Вытяжные зонты (рис. 26.9, *а*) устанавливают над локальным сосредоточением вредных выделений. Если их температура выше окружающей среды, они поднимаются вверх в зонт. В тех случаях, когда зона вредных выделений относительно велика и вытяжные зонты применять нельзя, устанавливают *вытяжные панели* (рис. 26.9, *б*). Их используют для удаления газов, дыма, а также в местах сварки, пайки. Скорость в сечении всасывающих щелей равна 3-8 м/с.

Бортовые отсосы устанавливают над открытыми ваннами. Воздух, проходя над зеркалом ванны, захватывает вредные пары и газы, унося

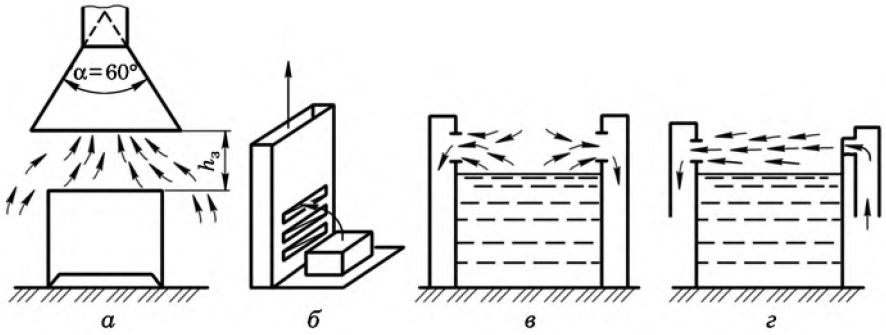


Рис. 26.9. Устройство местной вытяжной вентиляции:

а — вытяжной зонт; *б* — отсасывающая панель; *в* — бортовой отсос кольцевой; *г* — бортовой отсос с поддувом

их в вытяжной воздухопровод. Они бывают с кольцевым отсосом (рис. 26.9, *в*) или с активированным поддувом (рис. 26.9, *г*). Бортовые отсосы применяют в тех случаях, когда расстояние от борта до зеркала жидкости составляет 80-150 мм. Скорость приточного воздуха на выходе из патрубка поддува должна быть не более 10 м/с.

Наиболее эффективным устройством являются *вытяжные шкафы* (рис. 26.10). Они почти полностью укрывают источник выделения вредностей. Их подразделяют на шкафы с верхним, нижним и комбинированным отсосом.

Если имеются значительные избытки теплоты (на рабочего воздействует лучистый поток интенсивностью 350 Вт/м^2 и более), а использование общеобменной вентиляции невозможно или нецелесообразно, применяют воздушные души (рис. 26.11). Воздушное душирование производится из отдельных установок, независимых от систем общеобменной вентиляции. При этом скорость и температура воздуха в рабочей зоне должны быть в допустимых пределах.

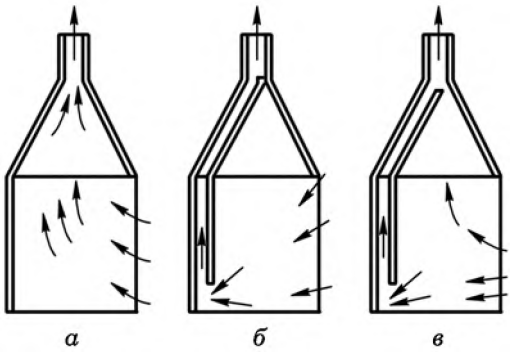


Рис. 26.10. Вытяжные шкафы с отсосом:

а — верхним; *б* — нижним; *в* — комбинированным

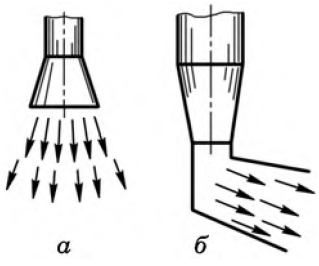


Рис. 26.11. Воздушные души:

а — с вертикальной подачей воздуха на рабочее место; *б* — с наклонной подачей воздуха

26.3. Расчет системы вентиляции

Определение производительности вентиляционных систем. Воздухообмен рассчитывают по виду вредных выделений, подлежащих удалению (например воздухообмен по удалению избытка теплоты, избытка влаги, избытков вредных веществ).

Для определения требуемой производительности систем общеобменной вентиляции по заданному виду вредных выделений решают систему из двух уравнений — уравнения баланса вредных выделений и уравнения баланса воздуха в помещении.

При наличии в помещении n приточных и m вытяжных систем и отверстий уравнение баланса воздуха имеет вид

$$\sum_{i=1}^{n} M_{\text{п}_i} - \sum_{j=1}^{n} M_{\text{у}_j} = 0, \tag{26.1}$$

где $M_{\text{п}_i}$ — массовая подача приточного воздуха, поступающего через определенную систему, кг/с; $M_{\text{у}_j}$ — масса удаляемого воздуха через эту систему, кг/с.

Уравнение баланса влаги, выражающее закон сохранения массы, имеет вид

$$W_{\text{вл}} + W_{\text{п.вл}} - W_{\text{у.вл}} = 0 \tag{26.2}$$

или

$$W_{\text{вл}} + \sum_{i=1}^{n} M_{\text{п}_i} \frac{d_{\text{п}_i}}{1000} - \sum_{j=1}^{n} M_{\text{у}_j} \frac{d_{\text{у}_j}}{1000} = 0, \tag{26.3}$$

где $W_{\text{вл}}$ — масса влаги, выделяемой в помещении, кг/с; $W_{\text{п.вл}}$ — количество влаги, поступающее в помещение с приточным воздухом, кг/с; $W_{\text{у.вл}}$ — количество удаляемой из помещения влаги, кг/с; $d_{\text{п}_i}$ и $d_{\text{у}_j}$ — влагосодержание приточного и удаляемого воздуха, г/кг с.в.

Уравнение баланса одного из видов вредных веществ (газов и паров) записывается так:

$$M_{\text{вр}} + M_{\text{в.п}} - M_{\text{в.у}} = 0 \tag{26.4}$$

или

$$M_{\text{вр}} + \sum_{i=1}^{n} \frac{M_{\text{п}_i}}{\rho_{\text{п}_i}} c_{\text{п}_i} - \sum_{j=1}^{n} \frac{M_{\text{у}_j}}{\rho_{\text{у}_j}} c_{\text{у}_j} = 0, \tag{26.5}$$

где $M_{\text{вр}}$ — масса вредных веществ, выделяемых в помещении, мг/с; $M_{\text{в.п}}$ — масса вредных веществ, поступающих с приточным воздухом извне, мг/с; $M_{\text{в.у}}$ — масса вредных веществ, удаляемых с вытяжным воздухом, мг/с; $c_{\text{п}_i}$ и $c_{\text{у}_j}$ — концентрации вредных газов в приточном и удаляемом воздухе, мг/м^3; $\rho_{\text{п}_i}$ и $\rho_{\text{у}_j}$ — плотности приточного и удаляемого воздуха, кг/м^3.

Аналогично предыдущим составляют уравнение баланса полной теплоты в помещении

$$\Phi^{\text{п}}_{\text{изб}} + \Phi_{\text{п.п}} - \Phi_{\text{у.п}} = 0 \qquad (26.6)$$

или

$$\Phi^{\text{п}}_{\text{изб}} + \sum_{i=1}^{n} M_{\text{п}_i} H_{\text{п}_i} - \sum_{j=1}^{n} M_{\text{у}_j} H_{\text{у}_j} = 0, \qquad (26.7)$$

где $\Phi^{\text{п}}_{\text{изб}}$ — мощность потока избыточной полной теплоты в помещении, Вт; $\Phi_{\text{п.п}}$ — количество полной теплоты, вносимой с приточным воздухом, Вт; $\Phi_{\text{у.п}}$ — поток полной теплоты, удаляемой из помещения с воздухом, Вт; $H_{\text{п}_i}$ — энтальпия приточного воздуха, кДж/кг с.в.; $H_{\text{у}_j}$ — энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг с.в.

В разные периоды года параметры наружного и внутреннего воздуха и количество вредных выделений различны. Поэтому расчет воздухообмена производят для трех периодов года: теплого, холодного и переходного. За расчетный воздухообмен принимают максимальное количество воздуха, полученное по трем периодам. По рассчитанному таким образом воздухообмену выбирают вентиляционное и другое оборудование.

Аэродинамический расчет заключается в определении поперечного сечения воздуховодов, а также потерь давления на определенных участках и в системе в целом. При заданных размерах воздуховодов и известном перепаде давления в системе выполняют проверочный расчет по определению пропускной способности как отдельных участков, так и системы в целом.

Для систем естественной вентиляции рассчитывают необходимые площади поперечных сечений каналов и вытяжных шахт. При этом известными являются значения расхода воздуха и располагаемого гравитационного давления. Для животноводческих помещений расчет ведется для переходного периода, а при круглогодичном безвыгульном содержании — для теплого периода.

Потери давления в приточных и вытяжных каналах $\Delta p_{\text{с}}$, Па, в вентиляционной сети по магистральному направлению определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{с}} = \sum_{i=1}^{n} \left(R_{\text{тр}} l + z\right)_i, \qquad (26.8)$$

где $R_{\text{тр}}$ — удельные потери давления на трение, Па/м; l — длина участка сети, м; z — потери давления в местных сопротивлениях на расчетном участке, Па; n — количество участков по расчетному направлению.

Удельную потерю давления на трение воздуховода определяют по известной в гидравлике формуле

$$R_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{4R} \frac{\rho w^2}{2}, \qquad (26.9)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м^3; w — скорость воздуха, м/с; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент трения, зависящий от относительной шероховатости сте-

нок воздуховода и режима течения воздуха; R — гидравлический радиус поперечного сечения воздуховода, равный отношению площади поперечного сечения F к его периметру $П$. Для воздуховодов круглого сечения $R = d/4$, где d — диаметр, м. Для воздуховодов прямоугольного сечения $d_{экв} = 2ab/(a + b)$, для квадратного сечения $d_{экв} = a$, где a и b — размеры сечения воздуховода; $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр сечения.

Коэффициент трения

$$\lambda_{тр} = 0,11\left(\frac{68}{\mathrm{Re}} + \frac{k}{d}\right)^{0,25}, \qquad (26.10)$$

где Re — критерий Рейнольдса; k — высота выступов шероховатости, м.

Потери давления в местных сопротивлениях, Па, вычисляют по формуле

$$z = \sum \zeta \frac{\rho w^2}{2}, \qquad (26.11)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления. Значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в справочниках по гидравлическим сопротивлениям.

Сечения воздуховодов и каналов систем естественной вентиляции должны быть таковы, чтобы выполнялось условие

$$\Delta p_с \le 0,9\Delta p_{гр},$$

где $\Delta p_{гр}$ — общее гравитационное давление, обеспечивающее движение воздуха в воздуховодах и каналах, Па. При этом следует учесть, что на сопротивление вытяжных шахт приходится 60...80 % сопротивления системы естественной вентиляции.

Гидравлический расчет системы принудительной вентиляции мало отличается от расчета систем с естественным побуждением движения воздуха.

Предварительно вычерчивают аксонометрическую схему вентиляции, на которой намечают места установки вентиляционного оборудования и выделяют фасонные части воздуховодов. Кроме того, на схеме указывают длину отдельных её ветвей. При расчете механической системы вентиляции на гравитационное давление воздухообмен не учитывается.

Общие потери давления в системе:

$$\Delta p_с = 1,1\sum_{i=1}^{n}(Rl + z)_i + \Delta p_{об}, \qquad (26.12)$$

где 1,1 — коэффициент запаса; $\Delta p_{об}$ — потери давления в вентиляционном оборудовании, Па.

На фермах широко применяют воздуховоды равномерного распределения воздуха. Как правило, это пленочные воздухораспределители круглого (с постоянным диаметром) сечения. Для них характерно увеличение статического давления воздуха по мере его раздачи.

При расчете воздуховодов равномерного по длине распределения воздуха следуют таким рекомендациям.

Исходные данные для расчета — расход воздуха L, длина воздуховодов l и температура приточного воздуха.

Скорость движения воздуха в начальном сечении воздуховода принимают в пределах 5-16 м/с. Скорость истечения воздуха из отверстий должна находиться в пределах 5-8 м/с.

Площадь отверстий на единицу длины:

$$f = \frac{L}{l w_{\text{о.п}}}, \qquad (26.13)$$

где $w_{\text{о.п}}$ — скорость истечения воздуха из отверстий, м/с.

Число отверстий m в одном ряду определяют из условия их расположения в нижней части воздуховода в пределах длины дуги, равной диаметру d:

$$m = \frac{d}{k d_{\text{о}}} + 1,$$

где $d_{\text{о}}$ — диаметр отверстия, м; k — коэффициент, определяющий расстояние между соседними отверстиями. Значение k колеблется в пределах 5...10.

26.4. Подбор вентиляторов

В системах принудительной вентиляции для перемещения воздуха применяют радиальные вентиляторы (В–Ц4–70, В–Ц4–70А, В–Ц4–75, В–Ц14–46, В–Ц4–76, В–Ц14–46), осевые вентиляторы общего назначения (В–06–300, В–06–300 6/25, В–2,3–130), осевые вентиляторы специального назначения (В–Ф и В–МУЗ), которые входят в комплект отопительно-вентиляционного оборудования «Климат», кровельные вентиляторы КЦЗ–90 и КЦ4–84, а также кровельные вытяжные вентиляторы ЦЗ–04.

Вентиляторы изготовляют правого (Пр) и левого (Л) вращения. В первом случае вращение колеса происходит по часовой стрелке, во втором — против часовой стрелки. Направление вращения вентилятора определяют со стороны всасывательного отверстия.

Технические характеристики вентиляторных агрегатов приведены в справочниках по отоплению и вентиляции.

Вентиляторы выбирают по необходимым значениям подачи. По этим данным находят точку на аэродинамической характеристике вентилятора (пример характеристики вентилятора приведен на рис. 26.12). Если указанная точка расположена между кривыми характеристик вентилятора, ее сносят по вертикали до ближайшей характеристики, а затем пересчитывают систему воздуховодов на новое давление.

Мощность электродвигателя для привода вентилятора определяют по формуле

$$N_{эл} = 0,278 \frac{L_в p_в}{\eta_в} K_м \cdot 10^{-4}, \qquad (26.14)$$

где $L_в$ — расход воздуха, м^3/ч; $p_в$ — давление, развиваемое вентилятором, равное потерям давления в системе, Па; $\eta_в$ — КПД вентилятора в рабочей точке; $K_м$ — коэффициент запаса мощности, который зависит от мощности двигателя и вида вентилятора.

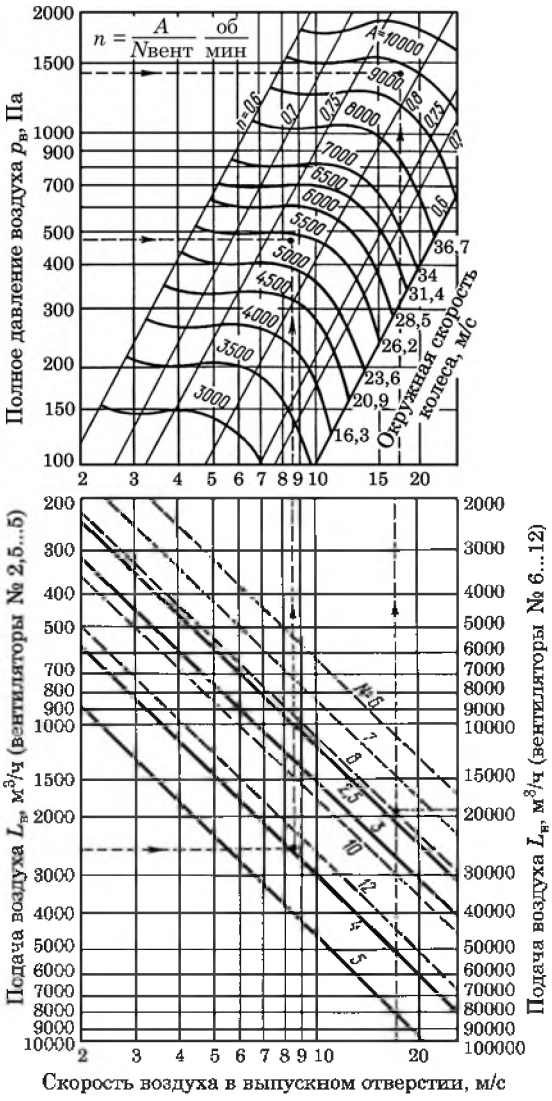


Рис. 26.12. Характеристика центробежного вентилятора

Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные вредности, выделяемые в помещениях, и дайте им краткую характеристику.
2. Что называют вентиляцией и вентиляционной системой? Приведите классификацию вентиляционных систем.
3. Дайте общую характеристику естественной и принудительной вентиляции жилых и общественных зданий. Каковы особенности вентиляции производственных зданий?
4. Назовите особенности вентиляции животноводческих и птицеводческих помещений.
5. Укажите отличительные особенности местной вентиляции.
6. Запишите баланс вредностей в помещении и дайте анализ приведенным уравнениям.
7. В чем состоит метод аэродинамического расчета естественной и принудительной вентиляции?
8. Укажите типы вентиляторов, используемых в системах вентиляции. Приведите аэродинамическую характеристику вентилятора и опишите процесс выбора вентилятора.

27. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

27.1. Общие сведения

Тепловая сеть — это система трубопроводов, по которым теплота при помощи теплоносителя (горячей воды или пара) передается от источника к тепловым потребителям.

Совокупность трех основных элементов — трубопровода, по которому транспортируется теплоноситель, изоляции и несущей конструкции, которая воспринимает вес названных элементов и усилия, возникающие при работе тепловой сети, называют *теплопроводом*.

В зависимости от состояния грунта, рельефа местности и климатических условий тепловые сети могут быть подземными или надземными. Вопрос о выборе типа теплопровода (надземный или подземный) решают с учетом местных условий и технико-экономических соображений.

Надземная прокладка допускается на территории предприятий и площадках, свободных от застройки. В сельских населенных пунктах надземная прокладка может быть выполнена на низких опорах и опорах средней высоты.

Подземная прокладка бывает канальной и бесканальной. При канальной прокладке изоляционная конструкция трубопроводов не испытывает внешние нагрузки грунта, а при бесканальной прокладке — испытывает. Каналы сооружают проходными, полупроходными и непроходными.

Тепловые сети подразделяют на *магистральные*, прокладываемые по главным направлениям объектов теплопотребления; *распределительные*, которые расположены между магистральными тепловыми сетями и узлами ответвлений; *ответвления* тепловых сетей к отдельным потребителям (зданиям).

В зависимости от схемы магистральных трубопроводов различают *кольцевые* и *радиальные* (лучевые) тепловые сети. В кольцевых тепловых сетях предусмотрены перемычки между определенными магистральными направлениями, что делает схему более надежной, но связано с необходимостью большего расхода труб.

При небольших диаметрах магистралей, что характерно для сельских тепловых сетей, применяют радиальную схему сети с постоянным уменьшением диаметра труб по мере удаления от источника теплоснабжения. Такая сеть наиболее проста в эксплуатации и дешевая (по начальным затратам).

По назначению тепловые сети подразделяют на тепловые сети отопления и вентиляции, сети горячего водоснабжения, *по применяемому теплоносителю* — на водяные и паровые сети.

Сети отопления и вентиляции и сети горячего водоснабжения от источника теплоты к зданиям прокладывают параллельно. При этом применяют четырех-, двух- и однотрубную тепловые сети.

Для подземной прокладки теплопроводов разработаны железобетонные элементы разных размеров, из которых собирают непроходные каналы для теплопроводов с воздушным зазором (рис. 27.1).

Существует несколько способов бесканальной прокладки тепловых сетей (рис. 27.2): засыпной, монолитный, асфальтоизоловый.

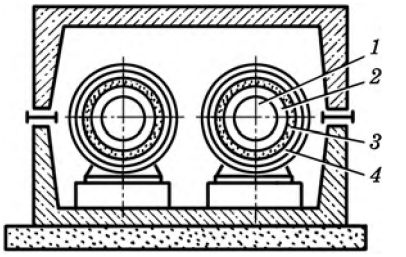


Рис. 27.1. Непроходные каналы из бетонных стеновых блоков:

1 — теплопровод; *2* — антикоррозионное покрытие; *3* — теплоизоляционный слой; *4* — защитно-механическое покрытие

Засыпную бесканальную прокладку (рис. 27.2, *а*) применяют в сухих непросадочных грунтах при температуре теплоносителя до 115 °С. В качестве теплоизоляции используют природные и искусственные материалы: крупнозернистый песок, гравий, фрезерный торф, керамзит, перлит и пр. Не рекомендуется применять котельные шлаки, так как они могут содержать агрессивные вещества — серу и сернистые соединения.

Монолитная бесканальная прокладка (рис. 27.2, *б*) допускается при температуре теплоносителя не более 180 °С. Монолитную теплоизоляцию выполняют в заводских условиях из армопенобетона, битумокерамзита, битумоперлита и пр. Основные размеры монолитной оболочки зависят от диаметра трубопровода.

Перспективна тепловая изоляция из самоспекающихся порошков (например, из *асфальтоизола*). Вокруг трубопроводов, засыпанных самоспекающимся порошком, под действием температуры теплоносителя образуется трехслойная конструкция (рис. 27.2, *в*): плотный водонепроницаемый слой, образованный при расплавлении порошка на поверхности труб; пористый слой из спекшихся отдельных частиц порошка — это основной теплоизоляционный слой, и порошкообразная засыпка как дополнительный теплоизоляционный слой.

Для бесканальной прокладки индустриальным способом изготовляют теплопровод с битумоперлитовой изоляцией. Такая изоляция не имеет адгезии (сцепления) с наружной поверхностью трубы. Другая

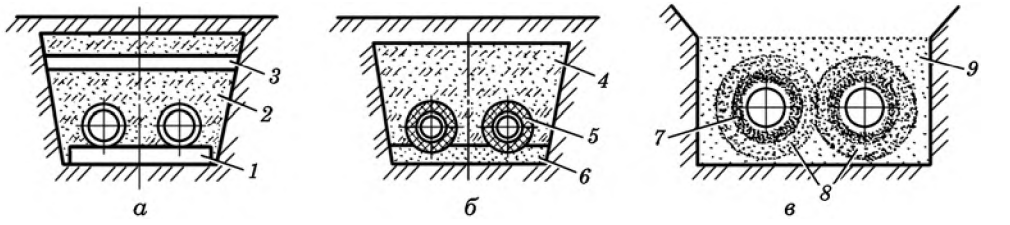


Рис. 27.2. Бесканальная прокладка теплопроводов:

а — засыпная; *б* — монолитная; *в* — из гидрофобных порошков; *1* — опоры; *2* — засыпная изоляция; *3* — слой утрамбованной глины; *4* — грунт; *5* — монолитная изоляция; *6* — песчаная засыпка; *7* — плотный слой; *8* — пористый слой; *9* — порошкообразный слой

модификация индустриальной конструкции теплопроводов при бесканальной прокладке — трубы с оболочками из фенольного пенопласта, которые имеют адгезию с поверхностью теплопровода.

27.2. Трубопроводы, опоры, компенсаторы

Для сооружения тепловых сетей используют стальные трубы (при диаметре до 400 мм — бесшовные). Глубина закладки трубопроводов равна 0,5-1,0 м. Минимальный уклон водяных сетей принимается равным 0,002. Минимальный уклон паровых сетей по ходу пара — 0,002, а в направлении против хода пара — 0,01.

Трубопроводы прокладывают с использованием подвижных и неподвижных опор.

Подвижные (свободные) опоры обеспечивают свободное перемещение трубопроводов при тепловых удлинениях и воспринимают их вес. Выполняют их скользящими для всех диаметров труб при любом способе прокладки и подвесными — при надземной прокладке.

Неподвижные опоры предназначены для фиксации трубопроводов и их разделения на отдельные участки с целью компенсации тепловых удлинений. Выполняют их опорными — при всех способах прокладки; щитовыми — при бесканальной прокладке, а также в непроходных каналах; хомутовыми — при надземной прокладке для закрепления трубопроводов на кронштейнах и балках.

Устанавливают неподвижные опоры в местах ответвлений трубопроводов, размещения арматуры и сальниковых компенсаторов.

Максимальные пролеты труб между подвижными опорами: $L = 60$ м при $D = 25$-50 мм; $L = 30$ м при $D = 80$-400 мм.

При бесканальной прокладке прокладываются компенсаторы и повороты теплопроводов, участки, примыкающие к компенсаторам и поворотам, а также входы в камеры тепловых сетей и выходы из них. Длину перечисленных участков принимают равной 1,5-2,0 м. Для компенсации тепловых удлинений используют специальные устройства — компенсаторы (рис. 27.3), подразделяемые на гибкие и осевые.

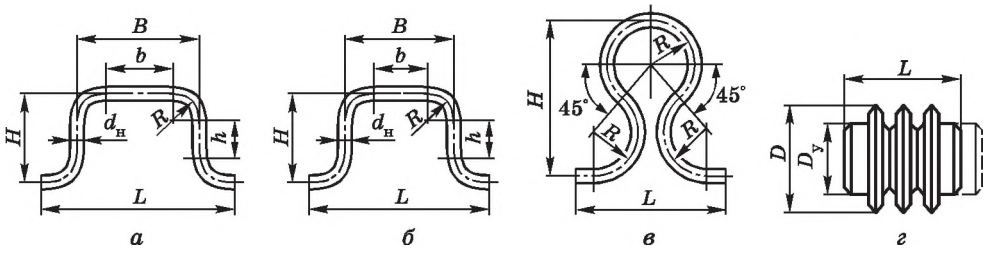


Рис. 27.3. Компенсаторы:
а — П-образный; *б* — П-образный равносторонний; *в* — лирообразный; *г* — линзообразный

Наиболее распространены *гибкие компенсаторы*, к которым относятся повороты трубопроводов, представляющие собой средства естественной компенсации, а также гибкие компенсаторы П-образной и лирообразной форм. При проектировании тепловых сетей следует максимально использовать возможности естественной компенсации и в случае необходимости применять П-образные компенсаторы, которые не нуждаются в обслуживании и в устройстве тепловых камер.

К *осевым компенсаторам*, обеспечивающим осевое перемещение трубопроводов благодаря их телескопической конструкции или сжатие пружинящих линзовых вставок, относятся сальниковые и линзовые компенсаторы. Они характеризуются компактностью, меньшим расходом материалов на изготовление, сниженными гидравлическими сопротивлениями. Однако такие компенсаторы более сложны по устройству и в эксплуатации.

К недостаткам гибких компенсаторов относятся: большая стоимость тепловых сетей, повышенное гидравлическое сопротивление, большие затраты на строительство специальных камер для компенсаторов и трудности их размещения, особенно в жилых поселках.

Для регулирования тепловых режимов и управления работой тепловых сетей предусматривают запорную, регулирующую и предохранительную арматуру.

Запорную арматуру следует устанавливать:

а) на всех трубопроводах отводов тепловых сетей от источников теплоснабжения;

б) на трубопроводах ответвлений к отдельным зданиям;

в) на трубопроводах узлов ответвлений при условном диаметре трубопровода не менее 100 мм;

г) на трубопроводах водяных тепловых сетей на расстоянии не более 1000 м друг от друга с устройством перемычки между подающим и обратным трубопроводами, причем диаметр перемычки должен составлять 30 % диаметра трубопровода, но не менее 50 мм;

д) на перемычке (две задвижки и спускной контрольный кран между ними).

27.3. Гидравлический расчет тепловых сетей

Основные задачи гидравлического расчета при проектировании тепловых сетей — определение диаметров трубопроводов, потерь давления (напора) по всей сети и на отдельных ее участках, а также давлений (напоров) в различных точках тепловых сетей.

Результаты гидравлического расчета используют для выбора насосов и оборудования тепловых пунктов, а также для построения пьезометрических графиков.

Расчетную схему выполняют для всей сети с учетом отдельных участков. Расход теплоносителя в пределах каждого участка остается постоянным; границами участков являются ответвления (узлы ответвлений).

В качестве главной расчетной магистрали выбирают наиболее нагруженную и протяженную, соединяющую источник теплоснабжения с наиболее удаленным потребителем.

Для каждого расчетного участка выносят горизонтальную линию, над ней проставляют расход теплоносителя M, кг/с, а под ней — длину участка l, м. В кружке у горизонтальной линии указывают номер участка. Нумеруют участки вначале на главной магистрали, а затем на ответвлениях и других магистралях.

После составления расчетной схемы принимают удельные потери давления по длине $R_л$: для расчетной главной магистрали водяных тепловых сетей — 30-80 Па/м; для ответвлений водяных тепловых сетей — по располагаемому давлению, но не более 300; паропроводов — 70-150; конденсатопроводов — 20-60 Па/м.

При определении диаметров трубопроводов скорость теплоносителя не должна превышать предельно допустимого значения (табл. 27.1).

Для упрощения гидравлических расчетов составлены таблицы и номограммы.

Допустимые скорости теплоносителей Таблица 27.1.

Диаметр трубопровода $d_у$, мм	Скорость, м/с			
	горячей воды	конденсата	перегретого пара	насыщенного пара
До 200	3,5	3,5	50	35
Более 200	3,5	3,5	80	60

27.4. Тепловой расчет сетей

Цель теплового расчета: выбор конструкции и толщины тепловой изоляции; определение тепловых потерь на отдельных участках теплопровода и общих потерь тепловой сети; построение температурного поля вокруг теплопровода для расчета температуры изоляции, воздуха в канале, стен каналов, грунта; вычисление падений температуры теплоносителя на участках тепловой сети.

Методика расчета тепловых потерь зависит от характера прокладки тепловых сетей и количества труб теплопроводов.

При канальной прокладке однотрубного теплопровода и наличии воздушной прослойки между изолированным теплопроводом и стенками канала удельные потери теплоты в окружающую среду, Вт/м,

$$q = \Delta t / \Sigma R, \qquad (27.1)$$

где Δt — разность температур теплоносителя $t_т$ и грунта $t_{гр}$ на глубине заложения оси теплопровода, К; ΣR — сумма последовательно расположенных тепловых сопротивлений, м · К/Вт:

$$\Sigma R = R_{из} + R_{н.п} + R_{п.к} + R_{с.к} + R_{гр}, \qquad (27.2)$$

где $R_{из}$ — тепловое сопротивление изоляции, м · К/Вт; $R_{н.п}$ — тепловое сопротивление при теплоотдаче от наружной поверхности изоляции, м · К/Вт; $R_{п.к}$ — тепловое сопротивление при теплоотдаче к внутренней поверхности канала, м · К/Вт; $R_{с.к}$ — тепловое сопротивление стенки канала, м · К/Вт; $R_{гр}$ — тепловое сопротивление грунта, м · К/Вт.

Тепловое сопротивление слоя изоляции, м · К/Вт,

$$R_{из} = \frac{1}{2\pi\lambda_{из}} \ln \frac{d_1 + 2\delta_{из}}{d_1}, \qquad (27.3)$$

где $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности материала изоляции, Вт/(м · К); d_1 — внутренний диаметр слоя изоляции, м; $\delta_{из}$ — толщина слоя изоляции, м.

Тепловое сопротивление наружной поверхности изоляции, м · К/Вт,

$$R_{н.п} = \frac{1}{\pi d_2 \alpha_{н.п}}, \qquad (27.4)$$

где d_2 — наружный диаметр слоя изоляции, м; $\alpha_{н.п}$ — коэффициент теплоотдачи наружной поверхности тепловой изоляции, Вт/(м · К).

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{н.п}$ наружной поверхности тепловой изоляции представляет собой сумму двух слагаемых

$$\alpha_{н.п} = \alpha_{л} + \alpha_{к}, \qquad (27.5)$$

где $\alpha_{л}$ — коэффициент теплоотдачи лучеиспусканием, Вт/(м^2 · К); $\alpha_{к}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м^2 · К).

Коэффициент теплоотдачи, Вт/(м^2 · К), наружной поверхности изолированного теплопровода при вынужденной конвекции воздуха можно рассчитать по эмпирической формуле

$$\alpha_{н.п} = 11,63 + 6,98\sqrt{\upsilon_{в}}. \qquad (27.6)$$

Тепловые сопротивления, м · К/Вт, внутренней поверхности $R_{п.к}$ и стенок прямоугольного канала $R_{с.к}$ вычисляют по формулам

$$R_{п.к} = \frac{1}{\alpha_{п.к}\Pi}; \qquad (27.7)$$

$$R_{с.к} = \frac{\delta}{\lambda_{с.к}\Pi}, \qquad (27.8)$$

где $\alpha_{п.к}$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренним поверхностям стенок канала, Вт/(м^2 · К); П — внутренний периметр канала, м; δ — толщина стенок канала, м; $\lambda_{с.к}$ — коэффициент теплопроводности материала стенок канала, Вт/(м · К).

Тепловое сопротивление грунта, м · К/Вт, определяют в зависимости от отношения глубины заложения оси теплопровода h к его диаметру d. Так, при отношении $h/d < 2$

$$R_{\text{гр}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln\left(2\frac{h}{d} + \sqrt{\frac{4h^2}{d^2} - 1}\right), \qquad (27.9)$$

где $\lambda_{\text{гр}}$ — коэффициент теплопроводности грунта, Вт/(м · К): при температуре грунта на глубине заложения оси теплопровода 10...40 °С коэффициент теплопроводности $\lambda_{\text{гр}}$ = 1,163-2,326 Вт/(м · К).

В случае бесканальной прокладки однотрубной тепловой сети тепловое сопротивление теплопровода равно сумме сопротивлений слоя изоляции $R_{\text{из}}$ и грунта $R_{\text{гр}}$. Тогда удельные потери теплоты, Вт/м

$$q = \frac{\Delta t}{R_{\text{из}} + R_{\text{гр}}}. \qquad (27.10)$$

При бесканальной прокладке многотрубной тепловой сети тепловой расчет выполняют с учетом дополнительного теплового сопротивления $R_{\text{доп}}$.

Для двухтрубного теплопровода дополнительное сопротивление, м · К/Вт, определяют по формуле

$$R_{\text{доп}} = \frac{1}{2\pi\lambda_{\text{гр}}} \ln\sqrt{1 + \frac{2h}{b}}, \qquad (27.11)$$

где b — горизонтальное расстояние между осями труб, м.

Удельные тепловые потери в двухтрубном бесканальном теплопроводе вычисляют отдельно для каждой трубы.

Так, теплопотери в первой трубе, Вт/м,

$$q_1 = \frac{(t_{\text{т1}} - t_{\text{гр}})R_2 - (t_{\text{т2}} - t_{\text{гр}})R_{\text{доп}}}{R_1 R_2 - R_{\text{доп}}^2}, \qquad (27.12)$$

где R_1 — сумма тепловых сопротивлений изоляции первой трубы и окружающего грунта ($R_1 = R_{\text{из 1}} + R_{\text{гр}}$); R_2 —сумма тепловых сопротивлений изоляции второй трубы и окружающего грунта ($R_2 = R_{\text{из2}} + R_{\text{гр}}$).

Тепловые потери во второй трубе, Вт/м,

$$q_2 = \frac{(t_{\text{т2}} - t_{\text{гр}})R_2 - (t_{\text{т1}} - t_{\text{гр}})R_{\text{доп}}}{R_1 R_2 - R_{\text{доп}}^2}. \qquad (27.13)$$

Порядок расчета теплопотерь при надземной прокладке тепловых сетей такой же, как и при подземной. Так, удельные тепловые потери, Вт/м, для надземных тепловых сетей

$$q = \frac{\Delta t}{R_{\text{из}} + R_{\text{н.п}}}, \qquad (27.14)$$

где Δt — разность температур теплоносителя $t_{\text{т}}$ и окружающего теплопровод воздуха $t_{\text{в}}$, К: $\Delta t = t_{\text{т}} - t_{\text{в}}$.

Общие потери теплоты, Вт, в тепловых сетях

$$Q_{\text{общ}} = ql + ql_{\text{э}} = q\left(l + l_{\text{э}}\right), \qquad (27.15)$$

где l — длина теплопровода, м; $l_{\text{э}}$ — эквивалентная длина местных сопротивлений, м (учитываются теплопотери компенсаторов, колен, отводов и т. п.).

Качество теплоизоляции оценивается ее КПД

$$\eta_{\text{из}} = 1 - \frac{Q_{\text{из}}}{Q_{\text{н}}}, \qquad (27.16)$$

где $Q_{\text{из}}$ — потери теплоты изолированной трубой; $Q_{\text{н}}$ — потери теплоты неизолированной трубой. Для различной изоляции $\eta_{\text{из}} = 0{,}85\text{-}0{,}95$.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение тепловых сетей и приведите их классификацию.
2. Приведите основные сведения об изоляции теплопроводов. Какие материалы используют для изоляции теплопроводов?
3. Приведите основные сведения об опорах и компенсаторах теплопроводов.
4. Какая запорная аппаратура устанавливается на тепловых сетях?
5. Изложите основные положения гидравлического расчета сетей.
6. Приведите метод теплового расчета тепловых сетей.
7. Чему равняется КПД тепловых сетей?

28. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ И ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ КОМПЛЕКСАХ И ФЕРМАХ

28.1. Общие сведения

Продуктивность животных и птицы в значительной степени зависит от условий их содержания и поэтому проблема создания оптимального микроклимата приобретает первостепенное значение.

Отраслевые нормы технологического проектирования (ОНТП) регламентируют основные параметры микроклимата: температуру, относительную влажность и скорость движения воздуха, концентрацию примесей.

В зависимости от расчетных параметров наружного воздуха при проектировании вентиляции и отопления различают три периода года: холодный (зимний), переходный и теплый (летний).

В комплексах и фермах, как правило, применяют воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией. В помещениях для выращивания молодняка допустима комбинированная система отопления, включающая воздушное и водяное (паровое) отопление.

Для обогрева поросят-сосунов и молодняка птицы предусматривают системы локального обогрева (обогрев полов, брудеры и пр.).

Если в летний период в помещении требуемый микроклимат не обеспечивается средствами вентиляции без обработки воздуха, то допускается применение испарительного охлаждения воздуха, а при экономическом обосновании — систем кондиционирования.

Система отопления и вентиляции должна обеспечивать поддержание требуемого микроклимата в помещении в течение всего периода содержания животных (птицы), создавать условия для автоматического регулирования параметров воздушной среды в помещении, быть экономичной, простой и надежной в эксплуатации.

28.2. Балансовые уравнения тепло-, влаго- и газообмена

ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПОМЕЩЕНИЙ

Тепловую мощность системы отопления, Вт, определяют на основе балансового уравнения, составленного для холодного периода года:

$$Q_{от} = Q_{н.о} + Q_{в} + Q_{исп} + Q_{инф} - Q_{ж} - Q_{осв} - Q_{т.об}, \qquad (28.1)$$

где $Q_{н.о}$ — тепловые потери через наружные ограждения; $Q_{в}$ — теплота, расходуемая на подогревание приточного воздуха; $Q_{исп}$ — теплота, расходуемая на испарение влаги с открытых и смоченных поверхностей; $Q_{инф}$ — теплота, расходуемая на подогревание инфильтрируемого холодного воздуха; $Q_{ж}$ — свободная теплота, выделяемая животными; $Q_{осв}$ — теплопоступления от осветительных приборов; $Q_{т.об}$ — теплота, поступающая от теплотехнического оборудования, установленного в помещении.

Теплота, расходуемая на подогревание приточного воздуха в системе вентиляции и отопления

$$Q_{в} = c_{p}\rho L(t_{в} - t_{н})(1 - k_{у}), \qquad (28.2)$$

где c_{p} — удельная изобарная теплоемкость воздуха, кДж/(кг · К); ρ — плотность воздуха, кг/м^3, при температуре $t_{в}$ внутри помещения, °С; L — расход вентиляционного воздуха, м^3/с; $t_{н}$ — расчетная температура наружного воздуха, °С: для климатических зон с расчетной зимней температурой 10 °С и выше $t_{н}$ равна расчетной зимней вентиляционной температуре $t_{н.в}$, а для остальных районов — температуре наружного воздуха для проектирования отопления; $k_{у}$ — коэффициент, учитывающий утилизацию теплоты от теплообменного оборудования.

Тепловой поток $Q_{инф}$, теряемый помещением на подогревание

инфильтрируемого воздуха, определяют по методу, изложенному в разделе 24. В первом приближении можно принять $Q_{\text{инф}} = 0{,}3Q_{\text{т.п}}$.

Общую теплоту, выделяемую животными и птицей, определяют по формулам

$$Q_{\text{ж}} = nq_{\text{ж}}^{\text{общ}}k_t; \tag{28.3}$$

$$Q_{\text{пт}} = nmq_{\text{пт}}^{\text{общ}}k_t, \tag{28.4}$$

где n — количество животных или птицы в помещении; $q_{\text{ж}}^{\text{общ}}$ — количество общей теплоты, выделяемой одним животным; $q_{\text{пт}}^{\text{общ}}$ — количество общей теплоты, выделяемой птицей в расчете на 1 кг ее живой массы; k_t — коэффициент, учитывающий зависимость тепловыделений от температуры воздуха в помещении; m — средняя масса одной птицы.

Теплоту от осветительных приборов учитывают в безоконных животноводческих и птицеводческих помещениях и определяют по формуле

$$Q_{\text{осв}} = q_{\text{осв}}(1 - \eta_{\text{осв}})\eta_{\text{о.в}}F, \tag{28.5}$$

где $q_{\text{осв}}$ — удельная установочная мощность источников освещения (для ламп накаливания $q_{\text{осв}}$ = 4,6-6,7 Вт/м^2 — в коровниках; 10,1 — в телятниках; 7,0 — в свинарниках-маточниках и птичниках; для люминесцентных ламп эти данные соответственно равны: 2,0-2,9; 4,4; 2,9); $\eta_{\text{осв}}$ — КПД осветительных приборов (0,06 — для ламп накаливания и 0,12 — для люминесцентных ламп); $\eta_{\text{о.в}}$ — коэффициент одновременности включения осветительных приборов; F — площадь пола, м^2.

Теплота от электродвигателей, приводящих в действие технологическое оборудование (если они установлены в помещении),

$$Q_{\text{т.об}} = \sum_{i=1}^{n} N_{\text{уст}i}\left(1 - \eta_{\text{э}}\right)\eta_{\text{и}}\eta_{\text{з}}\eta_{\text{о.р}}, \tag{28.6}$$

где $N_{\text{уст }i}$ — установочная мощность для привода электродвигателей i-го типа, кВт; $\eta_{\text{э}}$ — КПД электродвигателей; $\eta_{\text{и}}$ = 0,75-0,90 — коэффициент использования установочной мощности; $\eta_{\text{з}}$ = 0,5-0,8 — коэффициент загрузки оборудования в течение суток; $\eta_{\text{о.р}}$ — 0,6-0,95 — коэффициент одновременности работы электродвигателей.

В переходный и теплый периоды теплопоступления (тепловыделения) могут превышать теплопотери, поэтому в животноводческих (птицеводческих) помещениях имеются избытки теплоты. Для этих периодов тепловая мощность

$$Q_{\text{из}} = Q_{\text{ж}} + Q_{\text{осв}} + Q_{\text{с.р}} - Q_{\text{т.п}}, \tag{28.7}$$

где в дополнение к указанным выше обозначениям $Q_{\text{с.р}}$ — теплопоступления от солнечной радиации, Вт, которые для животноводческих (птицеводческих) помещений рассчитывают по следующей формуле:

$$Q_{\text{с.р}} = k_{\text{ост}}q_{\text{ост}}A_{\text{ост}} + k_1\frac{A_{\text{п}}}{R_0}\left(\Delta t_1 + \Delta t_2\right); \tag{28.8}$$

$k_{ост}$ — коэффициент, зависящий от типа остекления и его особенностей (для одинарного остекления принимают $k_{ост}$ = 1,45; для двойного остекления — 1,15; при загрязненном остеклении — 0,8; при забеленных окнах — 0,6; при остеклении матовым стеклом — 0,4; при внешнем зашторивании — 0,25); $q_{ост}$ — поверхностная плотность теплового потока через остекленную поверхность, Вт/м^2; $A_{ост}$ — площадь поверхности остекления, м^2; k_1 — поправочный коэффициент (для бесчердачных покрытий равен 1, а для чердачных — 0,75); $A_п$ — площадь горизонтальной проекции перекрытия, м^2; R_0 — термическое сопротивление теплопередаче перекрытия, м$^2 \cdot$ К/Вт; Δt_1 — эквивалентная разность температур для данной местности, °С (для средней России рекомендуется принимать 2 °С); Δt_2 — эквивалентная разность температур, зависящая от конструкции и цвета наружной поверхности покрытия, град. С.

БАЛАНСОВОЕ УРАВНЕНИЕ ГАЗО- И ВЛАГООБМЕНА

Воздухообмен животноводческих и птицеводческих помещений в зимнее время рассчитывают по избыткам влаги и вредных газов, а в теплый и переходный периоды — по избыткам теплоты и влаги, для маленьких цыплят (от одного до четырех дней) — по избыткам газов и теплоты.

Опыт проектирования показывает, что содержание сероводорода и аммиака существенно не влияет на расчетный воздухообмен в птицеводческих помещениях, поэтому достаточно учитывать воздухообмен для разбавленного углекислого газа.

Воздухообмен, м^3/ч, необходимый для поддержания требуемой концентрации углекислого газа:

— в животноводческих помещениях

$$L_{CO_2} = \frac{n_ж C_ж}{C_1 - C_2}; \qquad (28.9)$$

— в птицеводческих помещениях

$$L_{CO_2} = \frac{n_{пт} M_{пт} C_{пт}}{C_1 - C_2}, \qquad (28.10)$$

где $n_ж$ и $n_{пт}$ — количества животных и птицы; $C_ж$ — количество углекислоты, выделяемое одним животным, л/ч; $M_{пт}$ — масса птицы, кг/гол.; $C_{пт}$ — количество углекислоты, выделяемое птицей за час, л/(ч $\cdot$ кг массы); C_1 — предельно допустимая концентрация углекислоты в помещении, л/м^3; C_2 = 0,3 л/м^3 — концентрация углекислоты в атмосферном воздухе.

Воздухообмен, м^3/ч, с учетом допустимого содержания в воздухе помещения водяных паров определяют по формуле

$$L_W = \frac{W}{\rho(d_в - d_н)}, \qquad (28.11)$$

где W — влаговыделения внутри помещения, г/ч; ρ — плотность воздуха (можно принять равной 1,2 кг/м^3); $d_в$ и $d_н$ — влагосодержания внутреннего и наружного воздуха, г/кг сухого воздуха.

Значения $d_в$ и $d_н$ в формуле (28.11) определяют при помощи диаграммы $H—d$ влажного воздуха по соответствующим значениям температур и относительной влажности внутреннего и наружного воздуха.

Влаговыделения в животноводческих помещениях

$$W = W_ж + W_{исп}, \tag{28.12}$$

в птицеводческих помещениях

$$W = W_{пт} + W_{исп} + W_{пом}, \tag{28.13}$$

где $W_ж$ и $W_{пт}$ — количества водяных паров, выделяемых животными и птицей, г/(ч · гол); $W_{исп}$ — количество влаги, испаряющейся с поверхности, равное сумме количества влаги $W_{с.п}^{исп}$, испаряющейся со свободной поверхности, и влаги $W_{м.п}^{исп}$, испаряющейся со смоченной (мокрой) поверхности; $W_{пом}$ — количество влаги, испаряющейся в птичнике из помета. Удельные влаговыделения животными складываются из количества водяных паров, поступающих в помещение с выдыхаемым воздухом, и количества влаги, испаряющейся с поверхности тела.

Влаговыделение со свободной поверхности

$$W_{с.п}^{исп} = ω_{с.п} A_{с.п}, \tag{28.14}$$

где $ω_{с.п}$ — удельное влаговыделение, г/(ч · м^2); $A_{с.п}$ — площадь свободной поверхности, м^2.

Количество влаги, испаряющейся со смоченной поверхности пола и стен,

$$W_{м.п}^{исп} = ω_{м.п} A_{м.п}, \tag{28.15}$$

где $A_{м.п}$ — площадь смоченной поверхности, м^2; $ω_{м.п}$ — удельное влаговыделение, г/(ч · м^2).

Количество влаги, г/ч, испаряющейся из помета,

$$W_{пом} = \frac{n_{пт} M_{пом} Z φ_п}{24}, \tag{28.16}$$

где $n_{пт}$ — количество голов птицы; $M_{пом}$ — масса помета, выделяемого одной птицей за одни сутки, г; Z — усушка помета (для кур и индеек Z = 0,7, для уток — 0,74); $φ_п$ — доля помета, поступающего в пометные короба (при клеточном содержании $φ_п$ = 1, при напольном — 0,6-0,9).

В животноводческих помещениях допускается принимать дополнительные влаговыделения в размере 10 % от влаговыделений всеми животными.

Из рассчитанных по формулам (28.9) и (28.10) расходов воздуха для удаления избыточной углекислоты или влаги при расчете воздухообмена в зимнее время принимается наибольший.

Для характеристики воздухообмена пользуются понятием *кратность*, которая определяет число смен воздуха в помещении в течение часа:

$$n_к = L/V, \qquad (28.17)$$

где L — расход вентиляционного воздуха, м^3/ч; V — строительный объем помещения, м^3.

Для холодного периода года в животноводческих помещениях $n_к$ = 3-5, в птичниках — $n_к$ = 10-12.

28.3. Расчет отопления и вентиляции при помощи *H—d*-диаграммы

Необходимый воздухообмен из условий удаления излишков теплоты и влаги определяют следующим образом.

Зимний период года. На поле *H—d*-диаграммы (рис. 28.1, *а*) наносят точку *1* с параметрами наружного воздуха $t_н$ и $\varphi_н$. Этому состоянию соответствует влагосодержание $d_н$ и энтальпия $H_н$. От полученной точки проводят луч процесса нагревания наружного воздуха в калорифере при постоянном

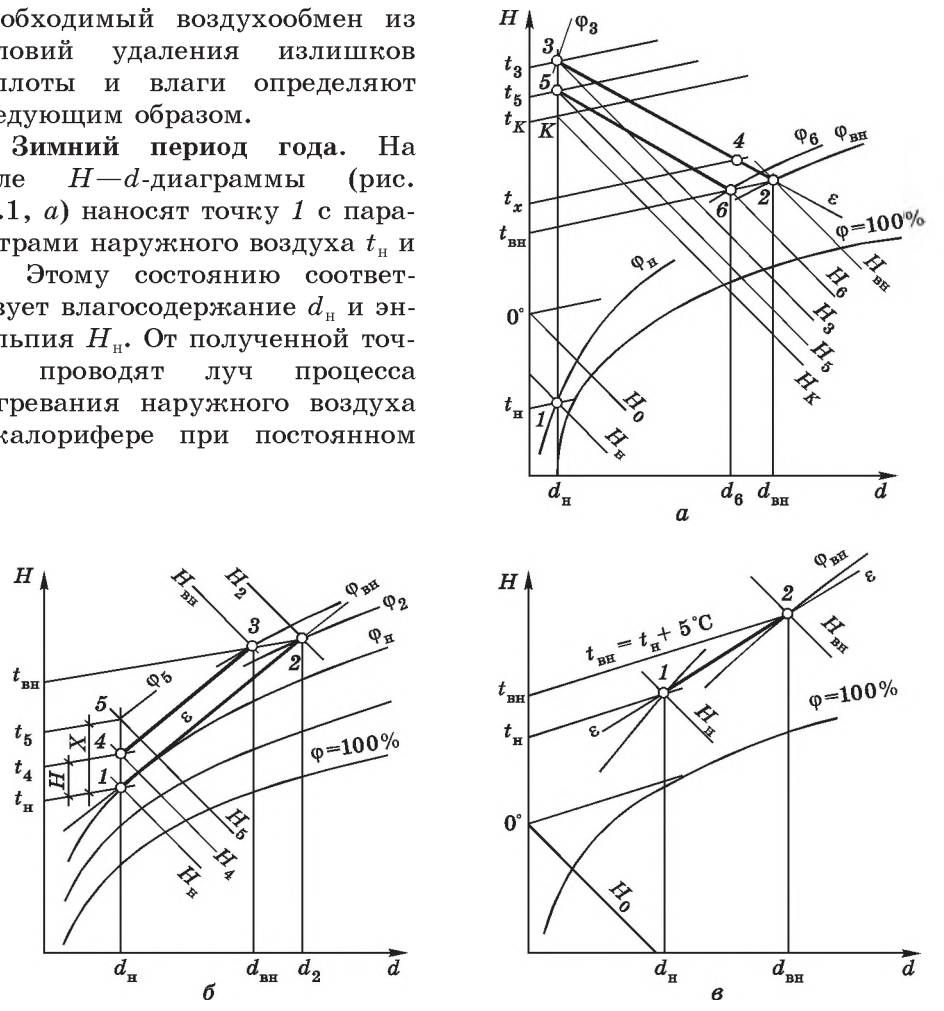


Рис. 28.1. Изображение на *H—d*-диаграмме процесса изменения параметров воздуха в животноводческом помещении:

а — в холодный период года; *б* — в переходный период; *в* — в теплый период

влагосодержании. Затем наносят точку *2* с расчетными параметрами внутреннего воздуха $t_{вн}$, $\varphi_{вн}$. Этому состоянию соответствует влагосодержание внутреннего воздуха $d_{вн}$ и энтальпия $H_{вн}$.

Через точку *2* проводят прямую, параллельную полученному угловому коэффициенту, до пересечения с линией постоянного влагосодержания $d_н$. Полученная таким образом точка *3* имеет параметры t_3 и H_3, которые являются искомыми параметрами приточного воздуха при условии удаления избытков теплоты и влаги. Расход воздуха, кг/ч, находят из уравнения

$$M_в = \frac{3{,}6Q_{от}}{H_в - H_н} - \frac{W}{d_в - d_н}. \qquad (28.18)$$

Если в результате расчета воздухообмена объем воздуха для удаления избытка углекислоты $V_в^{CO_2}$ или других газов окажется больше объема воздуха, необходимого для удаления избытка влаги, то приточный воздух необходимо подогревать до более низкой температуры. На $H—d$-диаграмме этой температуре соответствует точка *5*. Воздух в калорифере следует подогревать до температуры $t_к = t_5$ — (1,2...1,6) °С (точка *К*). Если от точки *5* провести луч процесса с ранее полученным значением углового коэффициента до температуры, соответствующей точке *2*, то получим точку *6* с относительной влажностью φ_6. Так как ее значение не превышает оптимального, т. е. φ_2, расчет считается законченным.

Переходный период. На $H—d$-диаграмму (рис. 28.1, *б*) наносят точку *1* с параметрами наружного воздуха $t_н = +10$ °С и $\varphi_н$. Этому состоянию соответствует влагосодержание $d_н$ и энтальпия $H_н$. Через эту точку проводят прямую, параллельную лучу процесса с угловым коэффициентом ε, до пересечения с изотермой $t_2 = t_{вн}$ в точке *2* с параметрами d_2, φ_2 и H_2.

Анализ этих параметров указывает на большую относительную влажность воздуха в точке *2*, которую можно уменьшить до требуемой нормы, подогревая часть наружного воздуха. Количество воздуха, которое нужно подогреть, рассчитывают с помощью $H—d$-диаграммы. Через точку *3* с параметрами внутреннего воздуха проводят прямую, параллельную лучу процесса с тем же угловым коэффициентом ε, до пересечения с линией постоянного влагосодержания в точке *4*. Полученному состоянию соответствуют параметры $d_н$, φ_4 и H_4. Общее количество приточного воздуха, необходимого для удаления избытков теплоты и влаги, определяют из уравнения

$$M_в^п = \frac{3{,}6Q_{изб}}{H_3 - H_{пр}} = \frac{W}{d_3 - d_н}. \qquad (28.19)$$

Количество $M_в^п$ подается приточной системой вентиляции с подогревом. Температура, до которой нужно нагреть этот воздух, определяется из построения на $H—d$-диаграмме отрезков, пропорциональных количествам общего и подаваемого воздуха:

$$\frac{M_{в}^{п}}{X} - \frac{M_{вп}}{H}, \text{ откуда } \frac{X}{H} = \frac{M_{в}^{п}}{M_{вп}}. \quad (28.20)$$

На поле $H—d$-диаграммы от точки *1* вверх по линии постоянного влагосодержания откладывают отрезок X, мм, и получают точку *5*. Температура t_5 полученного таким образом состояния влажного воздуха будет температурой, до которой необходимо нагреть часть наружного воздуха в количестве $M_{вп}$ до его смешения с количеством $M_{в}^{п} - M_{вп}$.

Количество теплоты на нагрев этого воздуха от $t_1 = 10$ °С до t_5

$$Q_{в} = M_{вп} c_{в} (t_5 - t_1). \quad (28.21)$$

где $c_{в}$ — теплоемкость воздуха.

Обычно количество частично подогреваемого воздуха принимают равным количеству воздуха в период зимнего воздухообмена. Это позволяет использовать узел подогревания воздуха приточной системы для зимнего периода без каких-либо конструктивных изменений.

Теплый период года. Используя луч процесса, на $H—d$-диаграмму наносят точку *1* (рис. 28.1, *в*) с параметрами наружного воздуха в теплый период года $t_{н}$ и $\varphi_{н}$. Этому состоянию соответствует влагосодержание $d_{н}$ и энтальпия $H_{н}$. Через точку *1* проводят прямую, параллельную лучу процесса с угловым коэффициентом ε, подсчитанным для теплого периода, до пересечения с изотермой $t_{вн} = t_{н} + 5$ °С в точке *2* с расчетными параметрами $d_{вн}$, $\varphi_{вн}$, $H_{вн}$. Воздухообмен из условия одновременного удаления теплоты и влаги определяют по формуле (28.18).

Испарительное охлаждение воздуха. Животноводческие и другие помещения, расположенные в южных районах, в летнее время вследствие воздействия интенсивной солнечной радиации и высокой температуры окружающего воздуха сильно перегреваются. В таких районах летом температура воздуха внутри помещения нередко превышает нормированное значение.

Испарительное охлаждение воздуха подразделяют на централизованное и децентрализованное. В централизованных системах тепловлажностная обработка воздуха, подаваемого в помещение, производится в типовых оросительных камерах кондиционеров, установленных отдельно от фермы. При децентрализованной схеме для обработки воздуха используют кассеты с орошаемым гигроскопическим заполнителем, которые устанавливают в продольных стенах или на крыше. Если кассеты находятся вне стены, то их соединяют с помещением патрубками.

Контрольные вопросы и задания

1. Каковы основные параметры, определяющие микроклимат животноводческих (птицеводческих) помещений? Приведите их краткую характеристику.
2. Запишите тепловой баланс животноводческих помещений и проанализируйте каждый член уравнений.

3. Как определяется теплопоступление от солнечной радиации?

4. Запишите балансовое уравнение для процесса газообмена.

5. Как выражается балансовое уравнение влагообмена?

6. Как записывается уравнение для выполнения условия одновременного удаления из помещения избытков теплоты и влаги?

7. Чему равняется угловой коэффициент тепловлагообмена?

8. Как рассчитывают отопление и вентиляцию помещения при помощи $H—d$-диаграммы влажного воздуха? Рассмотрите этот вопрос для разных периодов года.

9. Изложите сведения об испарительном охлаждении воздуха в помещении для летнего периода года.

29. ТЕПЛОСНАБЖЕНИЕ СООРУЖЕНИЙ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА

29.1. Общие сведения

Культивационные сооружения защищенного грунта — это производственные помещения, огражденные от внешней среды светопрозрачной крышей и стенками. Они предназначены для выращивания овощей, рассады и цветов.

Основными элементами культивационных сооружений являются площадь, где выращивают растения, ограждающие конструкции и устройства для обогрева сооружений.

Разнообразные конструкции сооружений защищенного грунта можно разделить на три группы: 1) малогабаритные надземные сооружения (утепленный грунт); 2) малогабаритные углубленные (парники, рис. 29.1); 3) крупногабаритные надземные (теплицы).

Малогабаритные надземные сооружения — небольшие по размерам (ширина 1,0-1,2 м, высота 0,4-0,7 м) и простые по конструкции сезонные укрытия, предназначенные для выращивания ранних овощей и рассады. Они состоят из полимерной светопрозрачной пленки, натягиваемой на легкий каркас из стальной проволоки, пластмассовых труб или ивовых веток. Одной из разновидностей надземных сооружений являются так называемые двухскатные укрытия.

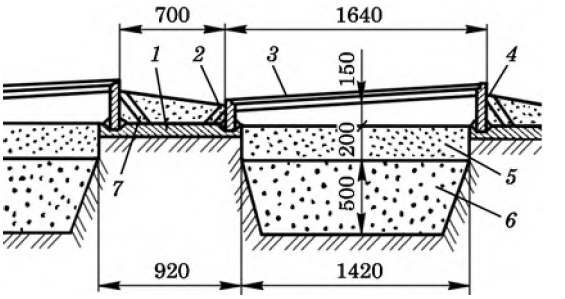


Рис. 29.1. Поперечное сечение односкатного углубленного парника:

1 — железобетонное основание; *2* — южный откос; *3* — рама; *4* — северный откос; *5* — растительный слой почвы; *6* — биотопливо; *7* — дополнительное крепление откоса с основанием

Сооружения защищенного грунта характеризуются рядом конструктивных показателей.

Площадь $F_{инв}$ пола внутри сооружения называют инвентарной; площадь $F_{пол}$, на которой выращивают растения, — полезной; наружную площадь $F_{огр}$ ограждающих конструкций — площадью ограждения.

Ограждение культивационных сооружений включает несущие конструкции и прозрачные элементы.

Теплопотери сооружений защищенного грунта путем теплопередачи через ограждающие конструкции зависят от размера поверхности $F_{огр}$. Поэтому одним из важных критериев оценки совершенства конструкции культивационных сооружений в теплотехническом отношении является коэффициент ограждения $\eta_{огр}$, показывающий, на сколько площадь ограждения превышает площадь пола внутри сооружения:

$$\eta_{огр} = F_{огр}/F_{инв}. \qquad (29.1)$$

Коэффициент ограждения для малогабаритных углубленных сооружений (парников) равен 1,0, для малогабаритных надземных — 1,5-1,7, для ангарных теплиц — 1,3-1,4, для блочных — 1,25-1,4.

Отношение объема V культивационного сооружения к его инвентарной площади называют *коэффициентом объема*, м,

$$\eta_{об} = V/F_{инв}. \qquad (29.2)$$

От значения коэффициента $\eta_{об}$ во многом зависят условия формирования микроклимата в сооружении. Для малогабаритных сооружений его значение менее 1 м (0,25 м для углубленных и 0,5-0,8 м для подземных). Для теплиц значение $\eta_{об}$ колеблется от 2,5 м для вантовых пленочных теплиц до 2,75-3,0 м — для ангарных и блочных теплиц. Схемы теплиц разных видов приведены на рис 29.2.

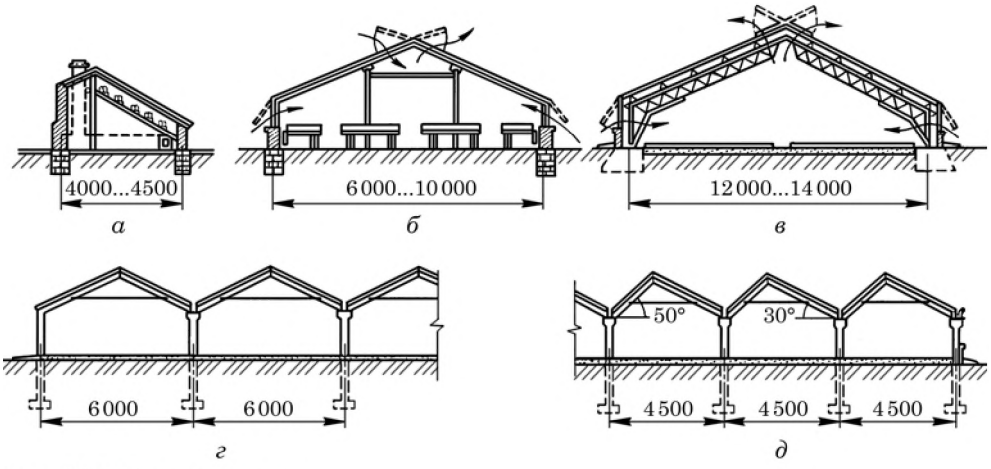


Рис. 29.2. Схемы теплиц:

а — односкатных; *б* — фонарных; *в* — ангарных; *г*, *д* — блочных

29.2. Виды обогрева

Общие сведения. Сооружения защищенного грунта характеризуются рядом отличительных особенностей:

— большие потери теплоты из-за малых термических сопротивлений ограждений из стекла или полимерной пленки;

— резкопеременный характер тепловой нагрузки в течение суток, сезона, года;

— малая тепловая устойчивость сооружения, обусловленная малой тепловой инерцией ограждения;

— повышенные требования к параметрам микроклимата, обусловленные агротехническими требованиями;

— необходимость проведения технологических мероприятий, требующих дополнительных затрат теплоты (термическая обработка почвенного слоя, разогрев грунта, полив и пр.).

Поэтому правильный выбор источника и средств теплоснабжения имеет большое значение, так как этим определяется экономическая эффективность культивационных сооружений, степень рентабельности овощеводства защищенного грунта.

Культивационные сооружения обогреваются за счет солнечной радиации, биотоплива или различных технических средств.

Солнечный обогрев применяют в южных районах страны в весеннелетних сооружениях, покрытых полимерной пленкой, и в малогабаритных сооружениях.

Биологический обогрев обеспечивается за счет жизнедеятельности теплотворных бактерий, находящихся в навозе, отходах промышленности, содержащих органические вещества, и пр. Этот способ чаще всего используют в качестве дополнительного источника теплоты при наличии других средств обогрева.

Технический обогрев, как более совершенный, применяют чаще всего. В зависимости от размещения источников в системах теплоснабжения технический обогрев бывает централизованным, местным и индивидуальным.

Для сооружений защищенного грунта используют водяной, паровой, воздушный, контактно-газовый или электрический обогрев, а также возобновляемые источники энергии (геотермальной, солнечной).

Водяной обогрев наиболее распространен в ангарных и блочных теплицах. Этот способ обогрева позволяет автоматизировать распределение теплоты в шатре теплицы и в почве. Обогрев шатра подразделяется на кровельный, подлотковый, цокольный и подпочвенный.

Система водяного обогрева (рис. 29.3) шатра теплиц, на которую приходится 80-90 % общего расхода теплоты на обогрев теплицы, состоит из систем кровельного, подлоткового, цокольного, торцевого и надпочвенного обогревов.

На системы кровельного и подлоткового обогревов (рис. 29.4) расходуется 45-60 % общего расхода теплоты на обогрев теплиц (в зависимости от температуры наружного воздуха и скорости ветра, а также

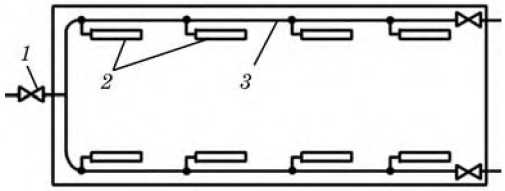


Рис. 29.3. Поперечное сечение теплицы с водяным обогревом:

1 — магистральный подающий трубопровод; *2* — обогревательные трубы воздушного пространства; *3* — трубы почвенного обогрева

интенсивности снегопада). Они обеспечивают требуемый температурный режим теплицы и таяния снега на кровле.

Системы цокольного и торцевого обогревов (рис. 29.5) служат для компенсации потерь теплоты через боковые ограждения теплицы.

Надпочвенная система обогрева предназначена для создания равномерного поля температур по площади теплицы в зоне растений.

В стеллажных теплицах отопительные трубы размещают также под стеллажами с растениями.

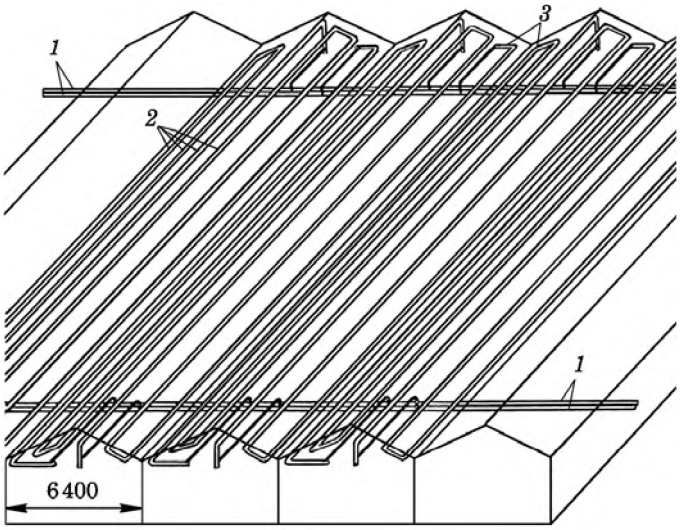


Рис. 29.4. Схема кровельного и подлоткового обогревов:

1 — магистральные трубопроводы; *2* — трубопроводы кровельного обогрева; *3* — трубопроводы подлоткового обогрева

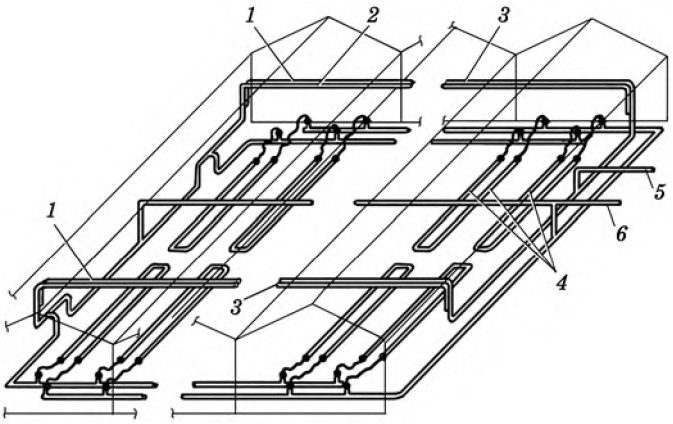


Рис. 29.5. Схемы цокольного, торцевого и подпочвенного обогревов:

1, *3* — трубопроводы цокольного обогрева; *2* — магистральный трубопровод водяного отопления; *4* — трубопровод подпочвенного обогрева; *5* — главный подающий трубопровод от коллектора; *6* — трубопровод возврата воды в коллектор

В зависимости от вида растений и периода их вегетации температура в корнеобитаемом слое должна составлять 18...25 °С. Это обеспечивается в основном системой подпочвенного обогрева (рис. 29.6).

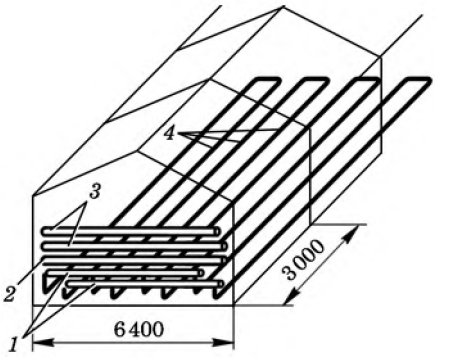


Рис. 29.6. Схема подпочвенного обогрева:

1 — распределительный коллектор; *2* — трубопроводы возврата воды; *3* — подающий трубопровод; *4* — полиэтиленовые трубы

При проектировании систем отопления теплиц температуру теплоносителя следует принимать не более 150 °С. При теплоснабжении от внешнего источника теплоты для систем кровельного, подлоткового, торцевого и контурного обогревов температура теплоносителя (воды) составляет 130 °С; для систем надпочвенного обогрева используют обратную воду кровельного и подлоткового обогревов. Для теплоснабжения от собственной котельной температура воды в системе отопления шатра равна 95...70 °С. Для подпочвенного обогрева в обоих случаях температуру теплоносителя в подающей магистрали принимают равной 40 °С.

Воздушный обогрев в качестве самостоятельной системы отопления используется в сезонных теплицах с ограждением из полимерных материалов и в надземных малогабаритных сооружениях с пленочным покрытием.

При воздушном обогреве теплоносителем является воздух, нагреваемый в калорифере или теплогенераторе.

Система воздушного обогрева может быть с забором свежего воздуха, т.е. открытой, или с рециркуляцией нагретого воздуха. Состоит она из генератора теплоты (калорифера), вентилятора и воздухораспределительного устройства. В постоянно действующих теплицах воздушный обогрев применяют как дополнительный источник теплоты в холодный период года для покрытия пиковой тепловой нагрузки.

Газовый обогрев используют для обогрева теплиц при помощи микрофакельных горелок, газовых инфракрасных излучателей и теплогенератора.

Микрофакельные горелки МОФ-2, ГТУ и ГТУА размещают равномерно по контуру теплицы на высоте 0,2-0,4 м от поверхности почвы. Они используются также как генераторы углекислоты.

Вследствие высокой температуры излучающей поверхности горелок инфракрасного излучения поверхность отопительной установки может быть небольшая. В среднем один излучатель обогрева устанавливают на 7-15 м^2 площади теплицы.

Газовый обогрев при помощи теплогенератора используют преимущественно в весенних теплицах. Одновременно они служат для обогащения воздуха углекислым газом и, кроме того, могут работать в режиме вентиляции помещения теплицы.

Электрический обогрев используют в основном в парниках. Он бывает почвенным, воздушным и комбинированным – почвенно-воздушным. Для обогрева применяют трубчатые или оголенные проволочные либо асфальтобетонные нагревательные элементы.

Трубчатые нагревательные элементы состоят из оцинкованной проволки диаметром 2,5-3,0 мм, протянутой внутри керамических или асбоцементных труб диаметром 75-100 мм.

Асфальтобетонные нагревательные элементы выполняют в виде плит толщиной 6-7 мм на дно всей площади парника. В плите зигзагом размещают стальную оцинкованную проволоку диаметром 2-3 мм.

Обогрев геотермальными водами применяют при наличии слабоминерализованных источников. Для обогрева теплично-парникового хозяйства воду из источника подают непосредственно в систему отопления культивационного сооружения. Если вода содержит значительное количество минеральных солей (более 2 г/л), то следует использовать более сложные схемы отопления. Одна из возможных схем приведена на рис. 29.7. Термальная вода, имеющая температуру 60...80 °С, поступает в водо-водяной теплообменник, где пресная вода, циркулирующая по вторичному контуру схемы, нагревается до температуры 50...70 °С и после теплообменника направляется на обогрев парников.

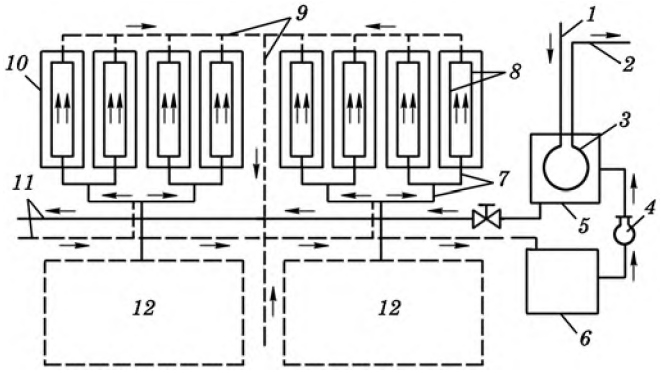


Рис. 29.7. Схема обогрева сооружений защищенного грунта термальными водами:

1 и *2* — подвод и отвод геотермальной воды; *3* — теплообменник; *4* — насос; *5* и *6* — верхний и нижний баки; *7* и *8* — разводящие и греющие трубы; *9* — трубы обратной воды; *10* — парник; *11* — магистральные трубы; *12* — секции парников

Обогрев гелиоустановками используют в основном в южных районах страны, где естественная освещенность даже в зимний период достаточна для выращивания светолюбивых культур. Гелиотеплицы с аккумулированием теплоты могут дать экономию 450 т условного топлива с каждого гектара в год, что весьма рентабельно. В гелиотеплицах чаще всего применяется система воздушного обогрева.

29.3. Предупреждение перегрева растений в теплицах

В солнечные дни температура воздуха в теплицах достигает высоких значений (30 °С и более), что приводит к интенсивной транспирации растений, нарушению плодообразования, снижению урожайности. На практике для борьбы с перегревом растений применяют вентиляцию, затенение и испарительное охлаждение.

Вентиляция. В теплицах используют естественную вентиляцию при помощи фрамуг и принудительную — с использованием вентиляторов.

Естественную вентиляцию применяют в теплицах всех типов. В многопролетных теплицах вентиляционные фрамуги располагают по обе стороны конька крыши, а в ангарных и небольших по площади многопролетных — фрамуги, кроме того, встраиваются в боковых стенках. Привод фрамуг, как правило, осуществляют электродвигателем с редуктором и системой зубчатых, цепных или тросовых передач.

В тех случаях, когда естественная вентиляция не обеспечивает требуемых параметров внутреннего воздуха, допускается сочетание естественной с механической, т. е. смешанная вентиляция.

Для принудительной вентиляции применяют как центробежные, так и осевые вентиляторы низкого (до 1000 Па) и среднего (от 1000 до 3000 Па) давления. В обычной схеме вентиляции теплый воздух из теплицы удаляют, как правило, осевые вентиляторы, расположенные по одну сторону теплицы.

Затенение. Для снижения перегрева растений рекомендуют использовать сетчатые воздухопроницаемые полимерные экраны, которые автоматически натягиваются над растениями. Экраны обеспечивают поступление солнечного света при одновременном снижении или снятии перегрева. Наиболее эффективны полимерные пленки зеленого цвета, которые в силу своих оптических свойств задерживают красную и инфракрасную радиацию.

Снижение перегрева растений дает такое простое средство, как дождевание кровли, например забеливание.

Испарительное охлаждение растений. Эффективным средством является сочетание вентиляции с системами испарительного охлаждения и испарения воздуха (СИОУ). Этот способ позволяет, кроме того, управлять режимами влажности и температуры в теплицах и оптимизировать процессы роста и развития растений.

Наиболее распространенной системой полива растений является дождевание, более совершенным — капельный полив, при котором вода подается к растениям каплями и распределяется в грунте равномерно. Кроме того, применяют микропористые трубки.

Подкормка растений углекислым газом. Вентиляция теплиц должна производиться с учетом подкормки растений углекислым газом. Наиболее простой способ — подача углекислого газа из баллонов через редуктор, снижающий его давление, по проложенным на поверхности грунта перфорированным резиновым шлангам. Более совершенный

способ заключается в сжигании природного газа в газогенераторах, которые подразделяют на две подгруппы: генераторы с распределением газа в теплице путем естественной циркуляции (диффузии газа) и генераторы, оборудованные вентиляторами, при помощи которых углекислый газ перемешивается с воздухом принудительно. К первой группе относятся генераторы ЭРА-15-Н завода Ремгаз и УГ-6.

Во многих хозяйствах для подкормки растений используют отработавшие газы котельной (ОГК).

29.4. Регулирование микроклимата в сооружениях защищенного грунта

Необходимые технологические параметры в сооружениях защищенного грунта можно поддерживать лишь при использовании систем автоматического регулирования (САР) микроклимата, что дает заметный экономический эффект, так как содействует повышению урожайности овощей при одновременном сокращении расходов теплоты на обогрев теплиц.

Электротехнической промышленностью страны разработано комплектное оборудование типа КП-1, предназначенное для автоматического управления температурой воздуха и почвы в парниках на 1920 рам. Оно может также применяться для управления температурой почвы и воздуха в пленочных теплицах площадью до 0,5 га.

В ангарных теплицах температурный режим автоматически управляется регулированием как температуры, так и количества греющего теплоносителя.

Отечественной промышленностью разработано несколько комплектов оборудования для управления микроклиматом ангарных теплиц. Одно такое комплектное оборудование УТ-12 размещено в отдельных шкафах и включает САУ:

— температурой воздуха в теплицах и бытовых помещениях, температурой почвы (шкаф управления ШУ1);

— температурой поливной воды, поливом почвы и увлажнением воздуха (шкаф управления ШУ2);

— концентрацией растворов минеральных удобрений (шкаф управления ШУ3).

Для каждого отделения теплицы в соединительном коридоре расположены местные шкафы управления оборудованием (ШУМ).

Кроме того, имеется система контроля температуры наружного и внутреннего воздуха, а также система контроля скорости ветра.

В последние годы в ангарных зимних теплицах применяют комплект оборудования УТ-12УЗ, аппаратурной основой которого являются транзисторные логические элементы «Логика-М».

Автоматизацию технологических процессов в блочных теплицах осуществляют комплектом оборудования на интегральных микросхемах. Предусмотрено два варианта комплекта оборудования — многоканальный и локальный.

Система по многоканальному варианту включает восемь каналов (контуров) управления температурой и влажностью воздуха в теплицах, каналы управления температурой подпочвенного обогрева и воды для полива, канал управления концентрацией раствора минеральных удобрений, системой полива почвы и увлажнения воздуха и систему контроля и сигнализации о состоянии оборудования.

Комплект локального варианта может управлять десятью автономными теплицами. Он также позволяет оператору на месте или централизовано с диспетчерского пункта управлять технологическими процессами.

29.5. Тепловой расчет сооружений защищенного грунта

Для обеспечения микроклимата в культивационном сооружении необходима количественная оценка параметров температурно-влажностного, газового, светового и других режимов, определяющих формирование тепломассообменных процессов в почве и помещении сооружения. Чтобы решить эту задачу, составляют систему уравнений теплового и массового балансов, представляющих собой физико-математическую модель процессов тепломассопереноса в сооружении.

При теплофизическом расчете культивационных сооружений принимают ряд упрощающих предпосылок:

— влиянием продуктов жизнедеятельности растений на влажностный режим в сооружении пренебрегают (это обусловлено тем, что в ночное время транспирация растений фактически равна нулю);

— экран, образуемый растениями между поверхностью почвы и светопрозрачным ограждением, не влияет на лучистый поток от почвы к ограждению (тем самым принимается наихудший случай с точки зрения потерь теплоты из помещения сооружения);

— за температуру поверхностей принимают осредненное значение (точно так же в расчетах оперируют осредненными значениями потоков теплоты и массы по площадям рассматриваемых поверхностей);

— процессы тепломассообмена в сооружении и вне его считаются стационарными.

Наибольший интерес представляют расчеты энергетического режима сооружений защищенного грунта для холодного периода года с целью определения расхода теплоты на обогрев, а также мощности системы отопления. Кроме того, по данным расчета получают количественные соотношения, необходимые для выбора теплотехнического оборудования и для регулирования работы систем обогрева и вентилирования, при помощи которых обеспечиваются нормированные параметры микроклимата в сооружении.

Тепловой баланс теплицы без учета выпадения каких-либо осадков можно описать следующей системой уравнений:

— для поверхности почвы

$$Q_{\text{п}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{ак}} + Q_{\text{к.п}} + k_{\text{п}} Q_{\text{р.п}} + Q_{\text{и}} = 0; \qquad (29.3)$$

— для объема сооружения

$$Q_{к.п} + Q_{к.р} + Q_{ка} + Q_{к.о} + (1 - k_п)(Q_{р.п} + Q_{п.о} + Q_{р.о}) + Q_в = 0; \quad (29.4)$$

— для ограждения

$$Q_{к.о} + k_п Q_{р.о} + k_п Q_{п.о} + Q_{о.к} + Q_к + Q_{эф} + Q_{л.о} = 0; \quad (29.5)$$

— по влаге для объема сооружения

$$M_и + M_д + M_к + M_в = 0; \quad (29.6)$$

— на поверхности отопительных приборов

$$c_т M_т dt + \frac{nd}{F_{т.р}}\left[Q_{к.р}(t) + Q_{р.п}(t) + Q_{р.о}(t)\right] dx = 0, \quad (29.7)$$

где $Q_п$, $Q_и$, $Q_{ка}$, $Q_в$, $Q_к$ — тепловые потоки соответственно от почвенного обогрева в теплицах, от испарения, от калориферов воздушного обогрева, от нагревания вентиляционного воздуха, от конденсации, Вт/м^2 площади теплицы; $Q_{к.п}$, $Q_{к.р}$, $Q_{к.о}$, $Q_{о.к}$ — конвективные тепловые потоки соответственно от поверхности почвы, от регистров шатрового обогрева, к ограждению, от ограждения наружу, Вт/м^2; $Q_{р.п}$, $Q_{п.о}$, $Q_{л.о}$, $Q_{р.о}$, $Q_{эф}$ — лучистые тепловые потоки соответственно от регистров шатрового обогрева на почву, между почвой и ограждением, от окружающих теплицу сооружений, от регистров шатрового обогрева на ограждение, от ограждения в окружающее пространство, Вт/м^2; $Q_{ак}$ — теплота, аккумулированная почвой, Вт/м^2; $Q_{т.п}$ — теплопотери через почву наружу, Вт/м^2; $M_и$, $M_д$, $M_к$, $M_в$ — расходы влаги соответственно на испарение с поверхности почвы, вносимой в сооружение дополнительно, выделяемой при конденсации на ограждении, удаляемой с вентиляционным воздухом, кг/(с · м^2); $c_т$ — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг · К); $M_т$ — расход теплоносителя, м^3/(с · м^2); $k_п$ — коэффициент, учитывающий поглощение длинноволнового излучения трехатомными газами (для теплиц $k_п$ = 0,88); $F_{т.р}$ — поверхность регистров шатрового обогрева (боковых, надпочвенных, верхней зоны), м^2; t — локальная температура отопительных приборов, °С; n — количество трубопроводов; d — наружный диаметр трубопровода, м; x — текущая координата рассматриваемого поперечного сечения трубы (расстояние от входного сечения), м.

Граничные условия для уравнения (29.7): $t = t_т$ при $x = 0$.

Вместо уравнения теплового баланса для внутреннего объема сооружения (29.4) можно применять уравнение теплового баланса для всего сооружения:

$$Q_п + Q_{ак} + Q_{т.п} + Q_{ка} + Q_ш + (Q_{о.к} + Q_{эф} + Q_{п.о})[1 + a(\rho_н + \rho_в)] = 0, \quad (29.8)$$

где $Q_ш$ — полный (лучистый и конвективный) тепловой поток от системы трубного шатрового обогрева, Вт/м^2; $1 + a(\rho_н + \rho_в)$ — величина,

учитывающая добавку теплопотерь на инфильтрацию (для теплиц с обычным остеклением $a = 1$, для покрытых пленкой $a = 0{,}8$); $\rho_н$ и $\rho_в$ — плотности наружного и внутреннего воздуха, кг/м^3.

Система уравнений (29.3)-(29.8) приведена для общего случая тепломассообмена в сооружениях защищенного грунта. Для конкретных объектов в эти уравнения могут быть внесены соответствующие изменения. Аналитическое решение системы уравнений (29.3)-(29.8) затруднено и поэтому разработана программа их расчета на ЭВМ.

Мощность, Вт/м^2, системы воздушного отопления весенних пленочных теплиц в первом приближении определяют по эмпирической зависимости

$$Q_{от} = [9{,}72t_в - 8{,}25t_н + 0{,}003(t_в - t_н)t_в + 0{,}009(t_в - t_н)^2 + 8{,}75]nmF_0, \quad (29.9)$$

где n — отношение коэффициента ограждения, равного 1,5, к коэффициенту ограждения проектируемого сооружения; F_0 — площадь почвы, м^2; m — поправка на скорость ветра: при изменении скорости ветра от 1 до 10 м/с значение m изменяется от 0,8 до 1,35.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определения сооружениям защищенного грунта и приведите их классификацию.
2. Каковы основные конструктивные и теплофизические характеристики культивационных сооружений?
3. Какие виды обогрева используются в сооружениях защищенного грунта? Приведите их сравнительный анализ.
4. Укажите способы теплотехнического обогрева теплиц. Как обогреваются шатер теплицы и грунт?
5. В чем особенности водяного обогрева теплиц?
6. Изложите отличительные особенности парового и воздушного обогревов теплиц.
7. Каковы способы и область применения газового обогрева теплиц?
8. Приведите основные сведения об электрическом обогреве.
9. Приведите примеры использования возобновляемых источников энергии для обогрева теплиц.
10. В чем особенности вентиляции теплиц?
11. Каковы способы затенения теплиц? В чем особенности испарительного охлаждения растений?
12. Приведите сведения о подкормке растений углекислым газом.
13. Приведите основные сведения об автоматическом управлении парниками, ангарными и блочными теплицами.
14. Изложите принципы теплового расчета теплиц.

30. СУШКА ПРОДУКТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

30.1. Общие сведения и основные определения

Сушкой называют процесс, направленный на удаление влаги из влажных материалов (твердых, пастообразных, в виде растворов или суспензий). Влагу из материала можно удалить разными способами: механическим, сорбционным и тепловым.

К *механическому* способу относят фильтрацию, прессование, центрифугирование. Этот способ применяют при выделении путем фильтропрессования соков из плодов и ягод.

При *сорбционном* способе влажный материал находится в непосредственном контакте с гигроскопическими веществами (хлористым кальцием и пр.). Сорбционный метод используют для сушки материалов, к которым не применим тепловой способ (семена фасоли, сои и пр.).

При тепловом способе влага испаряется с поверхности тела и диффундирует в окружающий воздух. Отсюда следует, что в этом случае имеет место *термическая сушка*.

В зависимости от способа подведения теплоты к объекту сушки различают конвективный, кондуктивный (контактный), радиационный, сублимационный и электрический способы.

При *конвективном* способе теплота передается материалу путем конвекции от агента сушки (нагретый воздух или смесь нагретого воздуха с топочными газами).

Кондуктивным называют способ сушки, при котором теплота, необходимая для нагревания влажного материала и испарения жидкости, передается при непосредственном контакте теплопроводностью от нагретой поверхности к телу, подвергаемому сушке.

Контактный метод сушки используют на крупозаводах в паровых сушилках.

Радиационная сушка может быть естественной (солнечными лучами) и искусственной (инфракрасными лучами).

Солнечная сушка имеет ограниченное применение. Для ее реализации необходима площадка из расчета 10-13 $м^2$ на 1 т зерна. В солнечную погоду в течение дня влажность зерна уменьшается на 3-4 %.

Для сушки *инфракрасными лучами* генераторами излучения служат специальные электрические лампы, керамические плиты и металлические панели, нагреваемые электротоком или газом. Они характеризуются высоким тепловым напряжением.

Сублимацию (молекулярную сушку) применяют в тех случаях, когда необходимо сохранить первоначальные свойства материалов. Так сушат фрукты, мясо, различные биологические препараты.

Сушка в *электрическом поле* токов высокой частоты (ТВЧ) заключается в том, что влажные материалы нагревают ТВЧ за счет превращения электрической энергии в теплоту. Поля температур и влагосо-

держаний непосредственно влияют на электрическое поле внутри материала, которое и обусловливает нагревание влажного тела.

Процесс удаления влаги из тела сопровождается нарушением связи влаги с материалом, на что расходуется энергия. От характера этой связи зависят режимы сушки, обеспечивающие наиболее эффективное удаление влаги.

Химическая связь влаги с материалом образуется в результате химической реакции и является наиболее прочной. В этом случае вода может быть удалена только за счет химических реакций. В большинстве технологических процессов эта влага из материала не удаляется.

Физико-химическая связь существует в виде двух форм: адсорбционной и осмотической. Адсорбционно связанная влага удерживается на поверхности частиц тела. Для удаления этой влаги необходимо сообщить телу соответствующее количество теплоты.

Осмотически связанная влага протекает внутрь коллоидного материала через полупроницаемые оболочки ячеек тела, чем обусловлено набухание тела.

Физико-механическая связь влаги с материалом наименее прочная. К ней относят поверхностную, т. е. влагу смачивания, и капиллярную влагу. Механически связанная влага может быть удалена механическим способом или испарением.

Влажные тела принято разделять на три группы в зависимости от преобладающей формы связи влаги с материалом.

Тела, в которых жидкость в основном связана капиллярными силами, называют *капиллярно-пористыми*. Примером таких тел могут служить влажный кварцевый песок, древесный уголь и пр.

Тела, в которых преобладает осмотически связанная влага, называют *коллоидными* (например, желатин).

Тела, содержащие осмотически связанную и капиллярную воду, называют коллоидно-капиллярно-пористыми. К ним относятся торф, древесина, некоторые строительные материалы, зерно, зеленые корма и пр.

Независимо от формы связи различают внешнюю и гигроскопическую влагу. Последняя в процессе сушки не удаляется полностью из тела.

В процессе сушки большое значение имеют теплофизические характеристики влажного материала.

Влажностью материала называют отношение содержания массы жидкости $m_в$ к единице массы влажного материала

$$w_{от} = \frac{m_в}{m_0 + m_в}, \qquad (30.1)$$

где m_0 — масса сухого материала.

Влажность $w_{от}$ выражают в килограммах на килограмм или процентах.

Влагосодержание материала — это отношение массы жидкости к массе сухого тела:

$$w = \frac{m_в}{m_0} 100. \qquad (30.2)$$

Следовательно, между влагосодержанием и влажностью тела существует связь

$$w_{от} = \frac{w}{1+w} 100. \qquad (30.3)$$

В теории сушки для обозначения влагосодержания пользуются величиной u, где $u = 0{,}01w$.

В процессе сушки не всю влагу удаляют из тела. Обозначим через $w_у$ удаляемую влагу, тогда остаточное влагосодержание будет

$$w_к = w - w_у. \qquad (30.4)$$

Массу влаги, приходящуюся на единицу объема материала, называют *концентрацией влаги*.

Теплоемкость влажного материала

$$c_м = \frac{c_0 (100 - w) + c_в w}{100}, \qquad (30.5)$$

где c_0 и $c_в$ — теплоемкости массы сухого тела и воды.

По аналогии с тепловым потенциалом для процессов массообмена введено понятие потенциала переноса влаги θ во влажных телах. Точно так же по аналогии с удельной теплоемкостью $c_м$ введено понятие удельной изотермической влагоемкости $c_т$.

Перенос влаги характеризуют коэффициентом диффузии $a_т$, м^2/с, являющимся функцией влагосодержания тела и температуры. Этот коэффициент характеризует скорость распространения изопотенциальной поверхности θ во влажном теле при изотермических условиях.

Каждому значению относительной влажности φ воздуха соответствует определенная влажность материала, при которой внешний обмен влагой между ними прекращается, т. е. устанавливается *гидротермическое равновесное состояние тела*.

Равновесная влажность $w_р$ зависит от относительной влажности и температуры воздуха.

Равновесное состояние влажного тела может быть достигнуто двумя путями: поглощением водяного пара телом из окружающего воздуха (процесс сорбции) или испарением влаги из материала (процесс десорбции). Равновесную влажность при полном насыщении воздуха, т. е. при $\varphi = 100$ %, называют *гигроскопической влажностью*. Поглощение влаги материалом путем сорбции возможно до тех пор, пока не достигнута гигроскопическая влажность.

Влажность $w_п$, соответствующая связанной влаге в материале, которая не может быть достигнута лишь путем десорбции, называют *конечной равновесной влажностью*.

Очевидно, можно построить зависимость между парциальным давлением пара в воздухе, т. е. между его относительной влажностью, и

влажностью материала в равновесном состоянии при данной температуре. Такую зависимость называют *изотермой сорбции*, если равновесие достигнуто путем сорбции, и *изотермой десорбции*, если равновесие достигнуто десорбцией. Для капиллярно-пористых коллоидных тел эти зависимости имеют вид *s*-образных кривых (рис. 30.1). Изотермы сорбции и десорбции не совпадают друг с другом. Это явление называют *сорбционным гистерезисом.*

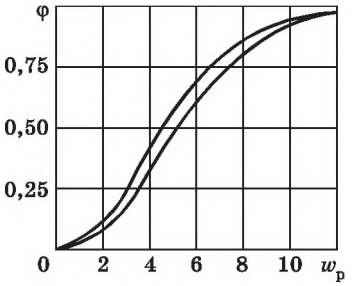


Рис. 30.1. Кривые сорбции и десорбции материала

30.2. Кинетика процесса сушки

Кинетикой сушки называют закономерность изменения во времени τ влагосодержания u и температуры t высушиваемого материала, а также скорости сушки, взятой по абсолютной величине: $|du/d\tau|$.

Для анализа кинетики сушки на одном графике совмещают три зависимости: между влагосодержанием материала и продолжительностью процесса сушки $u = F(\tau)$; между скоростью сушки и влагосодержанием материала $du/d\tau = f(u)$ и между температурой и влагосодержанием материала в процессе сушки $t = \varphi(u)$ (рис. 30.2). Из приведенного графика следует, что весь процесс сушки можно разделить на три стадии: нагревания материала *a*, постоянной скорости сушки *b* и убывающей скорости сушки *c*. Первую стадию называют стадией, или периодом, прогревания материала. Для тонких материалов и тел небольших размеров (стебли и листья растений, зерно и т. п.) начальная стадия сушки очень мала и поэтому при расчетах не учитывается.

После стадии нагревания влагосодержание материала изменяется по линейному закону и, следовательно, скорость сушки, представляющая собой изменение влагосодержания за единицу времени, будет постоянной.

Стадия постоянной скорости сушки продолжается до определенного значения $u_{к1}$, называемого *первым критическим влагосодержанием* (точка *1* на рис. 30.2).

После критической точки *1* следует третья стадия: скорость сушки падает, достигая нулевого значения, соответствующего равновесному влагосодержанию. Характерной особенностью этой стадии является убывание скорости сушки и повышение температуры материала.

На графике падающей скорости сушки расположена *вторая критическая точка 2*, начиная с которой температура тела является линейной функцией влагосодержания. До этого критического состояния происходит удаление капиллярной влаги, а в дальнейшем — абсорбционно связанной влаги.

Период постоянной скорости принято называть *первым периодом сушки*, а период падающей скорости — *вторым периодом сушки.*

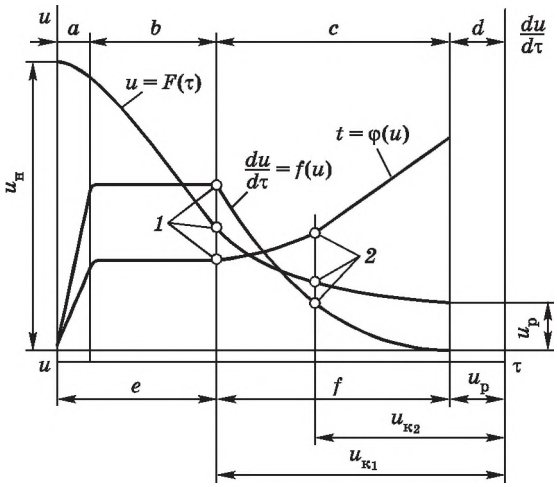


Рис. 30.2. Общий вид кривых сушки капиллярно-пористых коллоидных материалов:

а — период нагревания; *б* — период постоянной скорости сушки; *с* — период убывающей скорости сушки; *d* — область равновесного состояния; *е* — область влажного состояния; *f* — область гигроскопического состояния материала

Сушку материала можно продолжать до тех пор, пока влагосодержание материала не станет равно равновесному влагосодержанию $u_р$. При этом температура материала будет равна температуре окружающей среды.

Зависимость $du/d\tau = f(u)$ характеризует качество протекания процесса сушки. Зависимости $u = F(\tau)$ и $t = \varphi(u)$ позволяют дать количественную оценку этому процессу.

30.3. Материальный и тепловой балансы конвективной сушки

Схема конвективной сушилки, работающей на горячем воздухе или на смеси топочных газов с воздухом, приведена на рис. 30.3. Установка состоит из топки (или калорифера), сушильной и охладительной камер.

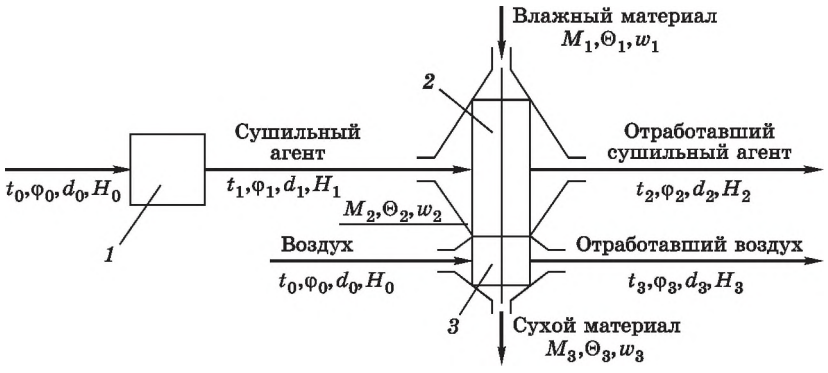


Рис. 30.3. Схема процессов в сушилке конвективного действия:

1 — калорифер (топка); *2* — сушильная камера; *3* — охладительная камера

Температура t_0, относительная влажность φ_0, влагосодержание d_0 и энтальпия H_0 характеризуют состояние наружного воздуха. После нагрева в калорифере или смешивания с топочными газами сушильный агент с параметрами t_1, φ_1, d_1 и H_1 поступает в сушильную камеру. Параметры отработавшего агента сушки обозначим через t_2, φ_2, d_2, H_2. В охладительную камеру *3* поступает атмосферный воздух. Его параметры после камеры *3* равны t_3, φ_3, d_3, H_3.

Влажный материал M_1 при температуре Θ_1 и влажности w_1 поступает в сушильную камеру *2*. Его параметры после сушильной и охладительной камер соответственно равны M_2, Θ_2, w_2 и M_3, Θ_3, w_3.

Материальный баланс сушки. Масса удаляемой влаги равна разности между массой вещества до и после сушки

$$W = M_1 - M_2. \tag{30.6}$$

В процессе сушки масса абсолютно сухого материала M_c неизменна и, следовательно,

$$M_c = M_1 \frac{100 - w_1}{100} = M_2 \frac{100 - w_2}{100} = \text{const}. \tag{30.7}$$

Подставив значение M_2 в уравнение (30.6), получим

$$W = M_1 - M_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} = M_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2}. \tag{30.8}$$

Аналогично можно получить

$$W = M_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}. \tag{30.9}$$

Относительная убыль, %, в массе материала

$$W = \frac{M_1 - M_2}{M_1} 100 = \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} 100. \tag{30.10}$$

При установившемся режиме сушки количество влаги, поступившей с материалом и с агентом сушки, равно количеству влаги, уносимой из сушильной камеры:

$$M_1 \frac{w_1}{100} + L \frac{d_1}{1000} = M_2 \frac{w_2}{100} + L \frac{d_2}{1000}, \tag{30.11}$$

где L — сухая масса агента сушки, кг/ч; d_1, d_2 — влагосодержание агента сушки до и после сушильной камеры, г/кг сухого воздуха или газовоздушной смеси.

Из (30.11) следует:

$$L \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{M_1 w_1 - M_2 w_2}{100} = W. \tag{30.12}$$

Таким образом,

$$L = \frac{1000 W}{d_2 - d_1}. \tag{30.13}$$

Удельный расход сушильного агента, т. е. расход воздуха или газовоздушной смеси на 1 кг испаренной влаги,

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \qquad (30.14)$$

При использовании в качестве сушильного агента нагретого воздуха $d_1 = d_0$, так как влагосодержание воздуха до и после калорифера не изменяется. При сушке смесью воздуха с топочными газами влагосодержание агента сушки возрастает ($d_1 > d_0$) за счет влаги, полученной при сгорании топлива.

Тепловой баланс сушки. С учетом потерь теплоты уравнение баланса теплоты для сушильной установки имеет вид

$$LH_0 + Q + M_2 c_2 \Theta_2 + c_1 \Theta_1 W + Q_д = LH_2 + M_2 c_2 \Theta_2 + Q_{о.ср}, \quad (30.15)$$

где Θ_1 и Θ_2 — температуры материала в начале и конце процесса сушки; $Q_д$ — теплота от дополнительного источника теплоты; $Q_{о.ср}$ — теплота, теряемая через стенки сушильной камеры в окружающую среду.

Удельный расход теплоты на сушку

$$q = l\left(H_2 - H_0\right) - q_д - \frac{M_2}{W} c_2 \Theta_1 - c\Theta_1 + \frac{M_2}{W} c_2 \Theta_2 + q_{о.ср}, \qquad (30.16)$$

$$q = l\left(H_2 - H_0\right) - \left[\left(c\Theta_1 + q_д\right) - \left(q_{пр} + q_{о.ср}\right)\right]. \qquad (30.17)$$

Уравнение (30.17) записывают следующим образом:

$$q = l\left(H_2 - H_0\right) - \Delta, \qquad (30.18)$$

где $\Delta = (c\Theta_1 + q_д) - (q_{пр} + q_{о.ср})$ — угловой коэффициент сушки.

В формулах (30.16)-(38.18) приняты обозначения: $q_д$ — удельный расход добавочной теплоты; $q_{о.ср}$ — удельная теплота, теряемая через стенки в окружающую среду; $q_{пр}$ — удельный расход теплоты на нагрев материала.

Охлаждение материала. В охладительную камеру с наружным воздухом вносится $L_x H_0$ теплоты, а с влагой зерна (которая затем испаряется в камере) — $c_в \Theta_2 W_2$, где $c_в$ — теплоемкость воды.

Количество теплоты, отдаваемой зерном (см. рис. 30.3),

$$Q_з = M_з c_з \left(\Theta_2 - \Theta_3\right). \qquad (30.19)$$

Отработавшим воздухом из охладительной камеры уносится $L_x H_3$ теплоты.

Потери теплоты в окружающую среду через поверхность стенок охладительной камеры определяют по формуле

$$Q_{о.ср_x} = 3,6 F_x k_x \left(\Theta_{ср} - t_в\right), \qquad (30.20)$$

где F_x — площадь стенок охладительной камеры, м^2; k_x — коэффициент теплопередачи через стенки камеры, Вт/(м^2 · К); $t_в$ — температура в по-

мещении, где находится сушильная установка, °С; $\Theta_{ср} = (\Theta_2 + \Theta_3)/2$ — средняя температура охлаждаемого материала, °С.

Следовательно, уравнение теплового баланса для охладительной камеры имеет вид

$$L_x H_0 + c_в \Theta_2 W + M_3 c_3 (\Theta_2 - \Theta_3) = L_x H_3 + \Theta_{о.ср_x}. \qquad (30.21)$$

Запишем уравнение для 1 кг испаренной влаги:

$$l_x H_0 + c_в \Theta_2 \frac{M_3}{W_3} c_3 (\Theta_2 - \Theta_3) = l_x H_3 + q_{о.ср_x}. \qquad (30.22)$$

Отсюда удельный расход сухого воздуха в охладительной камере

$$l_x = \frac{c_в \Theta_2 + q_{пр_x} - q_{о.ср_x}}{H_3 - H_0}. \qquad (30.23)$$

30.4. Классификация и принципиальные схемы зерносушилок конвективного действия

Конвективный способ сушки различных сельскохозяйственных продуктов получил наибольшее распространение.

Зерносушилки классифицируют по разным признакам. По *конструкции сушильной камеры* различают шахтные (одно- и двухшахтные), барабанные (одно- и двухбарабанные), камерные, пневмотрубные и конвейерные зерносушилки. Камерные сушилки состоят из нескольких, иногда десяти и более параллельно работающих камер.

Основные схемы конвективных сушилок приведены на рис. 30.4.

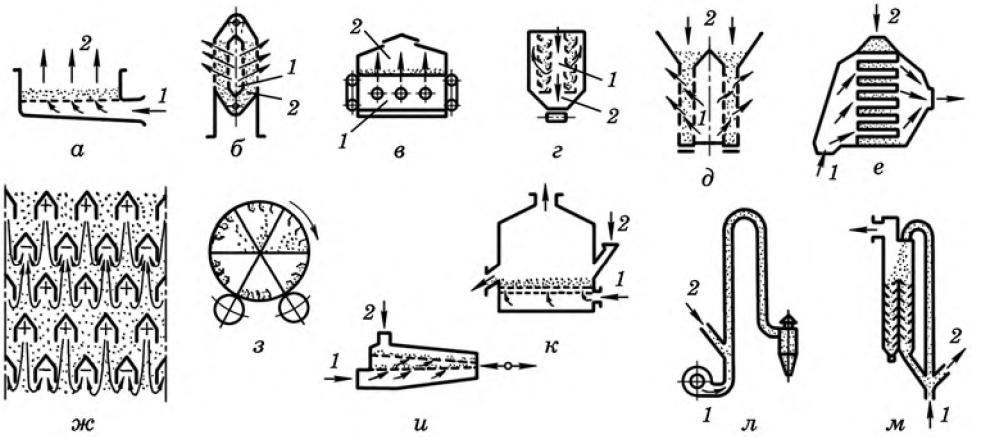


Рис. 30.4. Схемы сушилок конвективного действия:

а — лотковой; *б* — камерной; *в* — конвейерной; *г* — жалюзной; *д* — колонковой; *е* — шахтной с коробами; *ж* — схема движения воздуха в шахте; *з* — барабанной; *и* — вибрационной; *к* — кипящего типа; *л* — трубы-сушилки; *м* — пневмогазовой рециркуляционной; *1* — агент сушки; *2* — материал

Сушилки лоткового типа (рис. 30.4, *а*) бывают стационарные или передвижные. Последние могут использоваться для сушки зерна непосредственно на поле у комбайна. Основным конструктивным элементом сушилок лоткового типа является один или несколько лотков с дном из перфорированного листа. Сушилка оборудована топкой для получения горячих газов и вентилятором.

В камерной сушилке (рис. 30.4, *б*) зерно засыпают в пространство между двумя перфорированными цилиндрами. Направление нагнетаемого горячего сушильного агента показано на рис. 30.4, *б* стрелками.

Ленточную (конвейерную) сушилку (рис. 30.4, *в*) используют для сушки зерна, овощей, плодов и пр. Материал располагают на перфорированной стальной ленте либо сетке, которая приводится в движение периодически или непрерывно. Сушильный агент поступает снизу.

Шахтные сушилки используют для сушки зерна. Шахты бывают жалюзийные, колонковые и с коробами (рис. 30.4, *г*, *д*, *е*). Зерно движется сверху вниз под действием собственного веса. Сушильный агент поступает в поперечном направлении. Схема движения воздуха показана на рис. 30.5, *ж*. Короба, подводящие теплоноситель, обозначены знаком (+), отводящие — знаком (–).

Просушенное зерно проходит камеру охлаждения и поступает в бункер.

Снижение влажности за один цикл сушки составляет 6-12 %; температура теплоносителя 70...150 °С; расход теплоты — от 5030 до 5870 кДж на 1 кг испаренной влаги.

Основным конструктивным элементом барабанной зерносушилки (рис. 30.4, *з*) является наклонный медленно вращающийся барабан (4-9 мин$^{-1}$). В барабане имеются лопасти, захватывающие и пересыпающие просушиваемый материал, который пронизывается теплоносителем. Основные характеристики барабанных зерносушилок: снижение влажности за один цикл сушки 5-8 %, расход теплоты в среднем 6280 кДж на 1 кг испаренной влаги, температура теплоносителя 150...250 °С. Эти сушилки используют также для сушки семян трав, зеленой массы клевера и люцерны.

В вибрационных сушилках (рис. 30.4, *и*) перфорированные лотки, расположенные в несколько рядов друг над другом, приводятся в колебательное движение. Теплоноситель, подаваемый снизу, пронизывает слои зерна.

При сушке зерна в «кипящем» слое (рис. 30.4, *к*) скорость теплоносителя должна быть 1-2 м/с. В этом случае вес отдельных зерен уравновешивается подъемной силой потока воздуха и слой зерна переходит в псевдосжиженное состояние, напоминающее кипящую жидкость. В таком «кипящем» слое происходит перемешивание зерен и тем самым создаются хорошие условия для тепломассообмена в процессе сушки.

В пневматических сушилках зерно движется в потоке теплоносителя в трубе-сушилке (рис. 30.4, *л*). При высоте трубы 14 м продолжительность сушки за один проход невелика (5-6 с), поэтому снижение

влажности незначительно. Для обеспечения требуемого снижения влажности мелкодисперсного материала процесс должен быть неоднократно повторен.

Пневмогазовые сушилки (рис. 30.4, *м*) оборудованы пневматическими трубами с рециркуляцией зерна, что позволяет увеличить длительность процесса сушки. После кратковременного (2-5 с) нагревания в трубе-сушилке зерно поступает в охладительную камеру, состоящую из зон промежуточного (на схеме справа) и окончательного охлаждения (слева). Сушка зерна обеспечивается после многократного повторения циклов нагревания и охлаждения с рециркуляцией (из зоны промежуточного охлаждения зерно возвращается в сушильную трубу).

Температура теплоносителя в трубе 230...280 °С, расход теплоты 6500 кДж на 1 кг испаренной влаги.

Лотковые, камерные и конвейерные сушилки — установки периодического действия. Они просты по устройству и в эксплуатации, но малопроизводительны и неэкономичны.

Шахтные, барабанные и вибрационные сушилки — установки с подвижным слоем зерна. В этих установках скорость теплоносителя меньше скорости витания материала, подлежащего сушке.

В сушилках с «кипящим» слоем скорость теплоносителя равна скорости витания зерна, а в установках с сушкой зерна во взвешенном состоянии она намного выше скорости его витания и изменяется (в зависимости от размеров частиц) от 10 до 30 м/с.

По *принципу работы* различают сушилки периодического и непрерывного действия. В первом случае зерно загружают в рабочую камеру, высушивают без перемещения его и по достижении требуемой влажности выгружают.

Во втором случае зерно непрерывно перемещается от места загрузки к месту его выхода.

По *режиму работы* различают стационарные и передвижные сушилки.

Сушилки бывают с продольным расположением камер (коридорного типа) и с поперечным расположением (секционно-блочного типа).

В зависимости от *технологической схемы* зерносушилки могут быть прямоточные и рециркуляционные. В первых зерно проходит через сушильную камеру один раз. Во вторых имеется устройство для возврата части просушенного зерна и смешивания его с зерном, поступающим на сушку.

Сушка трав в специальных сушильных установках для переработки на витаминную травяную муку обеспечивает наибольшую сохранность питательных веществ и витаминов. Общие потери каротина при сушке не превышают 20 %. При правильном ведении процесса они составляют 10-15 %, а потери питательных веществ — 3-8 %.

Сушка травы может быть низкотемпературной (температура теплоносителя 150...155 °С и не более), осуществляемой на конвейерных или лотковых сушилках, либо высокотемпературной (температура теплоносителя до 1000 °С).

Среди высокотемпературных сушилок наиболее распространены агрегаты барабанного типа АВМ-0,4 (рис. 30.5). С их помощью сушат зерно, водоросли, хвою, ботву сахарной свеклы.

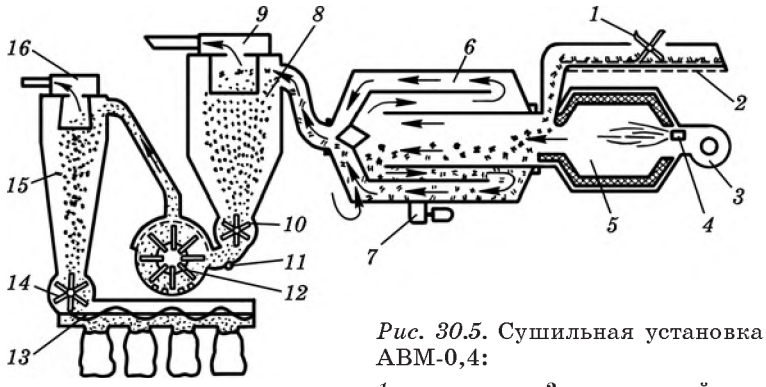


Рис. 30.5. Сушильная установка барабанного типа АВМ-0,4:

1 — питатель; *2* — подающий конвейер; *3* — вентилятор; *4* — форсунка; *5* — камера сгорания; *6* — сушильный барабан; *7* — привод барабана; *8* — циклон; *9* — вентилятор циклона; *10* — затвор; *11* — отделитель примесей; *12* — дробилка; *13* — выгрузной шнек; *14* — затвор травяной муки; *15* — циклон травяной муки; *16* — вентилятор циклона травяной муки

В последние годы промышленностью выпускается улучшенная модификация агрегата АВМ-0,4 А. В сельском хозяйстве используют также агрегаты АВМ-0,65, АВМ-1,5, АВМ-3,0.

Для приготовления гранулированной витаминной травяной муки служит комплекс оборудования ВИТАГАМА-1,0, построенный на базе двух агрегатов АВМ-0,4А.

Для сушки зеленых кормов применяют сушилки барабанные типа СЗПБ или пневматические. Но те и другие характеризуются большим удельным расходом энергии, поэтому они не пользуются популярностью.

В небольших хозяйствах траву сушат на ленточных сушилках 2ЛСТ-400, рассчитанных на 1,0-1,2 т сырой массы травы. Преимущество этих сушилок — простота конструкции и универсальность применения. Для сушки зеленых кормов еще используют конвейерные сушилки.

Овощи, фрукты, хлопок, шерсть и другую сельскохозяйственную продукцию чаще всего сушат на конвейерных (ленточных) сушилках ПКС-20 с общей рабочей поверхностью четырехъярусных ленточных конвейеров 20 м^2.

30.5. Технология сушки

При наличии продукции зерносушилки должны работать круглосуточно. Рабочее время для стационарных зерносушилок в течение одного месяца должно составлять 615 ч, передвижных — 540 ч. Остальное время выделяется на очистку, планово-предупредительный ремонт и т.п.

В первую очередь сушке подлежат партии с наибольшей влажностью, зараженностью вредителями хлебных и других запасов, а также культуры, менее стойкие в хранении (рис, подсолнечник, просо).

Последовательность пуска в работу шахтных зерносушилок следующая. Надсушильный бункер, сушильные шахты и шахты охлаждения заполняют зерном. Когда топливо хорошо разгорится, включают вентиляторы, открывают шибер для подачи холодного воздуха в камеру смешения.

Необходимо постоянно наблюдать за температурой агента сушки, не допуская ее превышения по сравнению с нормативным значением на 5 °С для шахтных и на 10 °С для рециркуляционных сушилок.

Пшеницу влажностью более 20 % и ячмень пивоваренный влажностью более 19 % в прямоточных сушилках сушат за два пропуска, а в рециркуляционных — за один. При сушке в шахтных зерносушилках снижение влажности риса и сои за один пропуск не должно превышать 3 %, проса и гречихи — 2-3, гороха и ячменя 3,5-4,0, кукурузы 4,5-5,5 и при сушке других культур — 6 %. При сушке зерна риса в рециркуляционных сушилках снижение влажности за один пропуск должно быть не более 10 %.

Для семенного зерна пшеницы, ржи, ячменя, овса, подсолнечника, гречихи и проса влажностью до 19 % при сушке в шахтных прямоточных зерносушилках температура агента сушки допускается до 70 °С, а максимальный нагрев семян — до 40 °С. Если в сушку поступают семена влажностью 19 %, следует обеспечить их ступенчатую сушку. При сушке семян гороха, чечевицы, фасоли, люпина и риса предельные температуры должны быть снижены: агента сушки — до 60 °С, зерна — до 35 °С.

При выборе режимов сушки гречихи и проса следует также учитывать их назначение. Так, высокие температуры агента сушки для гречихи улучшают ее пищевые качества — крупа быстрее варится.

Некоторые семена в процессе нагревания подвержены растрескиванию. Поэтому снижение влажности за один пропуск через сушилку не должно превышать для гороха и фасоли 3-4 %, а для риса — 2-3 %.

На выходе из охладительной камеры температура просушенного зерна (продовольственного) не должна превышать температуру окружающего воздуха более чем на 8...10 °С.

Сушки используют также для борьбы с зараженностью зерна и продуктов его переработки вредителями и микроорганизмами. В таких случаях термическая обработка производится при температуре 50...60 °С. Длительность процесса зависит от вида вредителей. При температуре 55 °С продолжительность их жизни колеблется от 10 до 25 мин.

30.6. Контроль и автоматизация процесса сушки

Задача контроля и регулирования работы оборудования и процесса сушки — обеспечение максимальной производительности зерносушил-

ки, высокого качества и эффективности сушки. Для этого установку оснащают соответствующей измерительной аппаратурой.

Уровень зерна в над- и подсушильных бункерах контролируют при помощи датчиков уровня. Производительность сушилки регулируют выпускным механизмом, расположенным под охладительной камерой.

Температуру агента сушки контролируют в диффузорах вентиляторов перед газонапорной камерой каждой ступени. Если имеется устройство для подсоса наружного воздуха, то температуру агента сушки измеряют непосредственно за топкой.

Расход агента сушки и наружного воздуха измеряют только при пуске, испытании и наладке сушилки. При переходе работы сушильной установки с одной культуры на другую необходимо регулировать расходы агента сушки и воздуха при помощи задвижек, установленных у каждого вентилятора.

Кроме того, через каждые 2 ч контролируют качество зерна. При этом образцы зерна для анализов берут из тех же мест, что и образцы для определения влажности.

Аналогично контролируют и регулируют процесс сушки в сушилках с рециркуляцией зерна.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение процесса сушки и назовите способы сушки.
2. Приведите характеристику термической сушки.
3. Каковы формы связи влаги с материалом и как принято разделять влажные тела?
4. Приведите основные теплофизические характеристики влажного материала.
5. Что называется гидротермическим равновесным состоянием и гигроскопической влажностью?
6. Какая зависимость имеется между изотермой сорбции и изотермой десорбции? Изобразите изотерму десорбции для капиллярно-пористых тел и дайте соответствующие разъяснения.
7. Какую закономерность называют кинетикой сушки? Каковы особенности отдельных периодов сушки?
8. Охарактеризуйте материальный баланс конвективной сушки.
9. Изложите основные положения теплового баланса конвективной сушки. В чем особенности процесса охлаждения материала?
10. Приведите классификацию и принципиальные схемы зерносушилок.
11. В чем состоят особенности технологии сушки?
12. Как осуществляются контроль и автоматизация процесса сушки?

31. ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ХРАНЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОДУКТОВ

31.1. Общие сведения

В условиях нашей страны сезон сбора и получения в свежем виде абсолютного большинства овощей и плодов непродолжителен — примерно три-четыре месяца. Круглогодичное снабжение населения свежими овощами, картофелем и плодами возможно при правильной организации их хранения. Сохранность растительной продукции зависит от протекающих в ней биохимических и физиологических процессов, на которые влияют многочисленные факторы.

Условия хранения определяются главным образом температурой, влажностью, а также составом среды, в которой находятся продукты. Для каждого вида овощей и плодов существуют наиболее благоприятные значения этих факторов. Например, продовольственный картофель хранят при температуре +2...4 °С; картофель, предназначенный для переработки, а также семенной картофель — при +3...5 °С; корнеплоды — при температуре −0,5...+1,0 °С, капусту — примерно при −1 °С, а лук — в пределах 0...+3 °С; для лука-сеянца и лука-выборки в начале хранения поддерживают температуру выше 17 (теплый период хранения), а с наступлением устойчивых морозов — 0...+3 °С (холодный период хранения); при хранении моркови температура должна быть 0...+1 °С. Имеет также значение скорость, с которой достигается требуемая температура хранения, так называемый темп охлаждения.

Для хранения сельскохозяйственных продуктов существенное значение имеет влажность воздуха в хранилище. При высокой относительной влажности повышается вероятность заболеваний продукции из-за роста активности микроорганизмов. При малой влажности влага из плодов и овощей испаряется интенсивнее. Для картофеля, корнеплодов и капусты относительная влажность воздуха должна быть 80-95 %, для лука — 60-70, для моркови — 90-95 %.

30.2. Типы хранилищ для овощей и плодов. Их характеристика

Типы овоще- и плодохранилищ различны. Их конструктивные особенности определяются степенью оснащенности и сроками использования.

К простейшим хранилищам относят бурты, траншеи и ямы, устраиваемые для одноразового пользования, главным образом для зимнего хранения картофеля и белокочанной капусты.

Капитальные хранилища предназначены для многолетнего использования.

Простейшие временные хранилища. *Бурты* бывают наземные и углубленные. Последние в зависимости от климатических условий данной местности расположены на глубине 0,3-0,7 м. Ширина бурта

для картофеля составляет 2,0-2,5 м, для капусты — 1,5 м, моркови — не более 1 м, длина — 15-20 м. Бурты укрывают изоляционным слоем (соломой, опилками, торфом) и землей.

Траншеи имеют форму каналов. Поэтому вся продукция находится в почве. В южных районах глубина траншеи равна 0,4 м, в Сибири и на Урале — 1,5 м. Ширина траншеи — 1 м, длина обычно не превышает 15-20 м.

Для обеспечения оптимальных условий хранения необходимы поступление некоторого количества свежего воздуха и отвод избыточной теплоты, выделяемой продукцией. Поэтому бурты и траншеи оборудуют вентиляционными устройствами. Наиболее простой способ — прокладка вдоль бурта или траншеи (посередине дна) деревянных приточных каналов размером 0,2×0,2 м, верхняя часть которых решетчатая.

Капитальные хранилища. Типовые проекты комплексов для хранения картофеля и овощей предусматривают их строительство из сборных железобетонных конструкций полной заводской готовности и легких металлических конструкций для районов с расчетной температурой наружного воздуха −20, −30 и −40 °С.

Основа компоновочных решений комплексов — секционная (модульная) система строительства. Комплексы можно компоновать из модулей двух типов — хранения и обработки продукции.

Модуль хранения имеет размеры в плане 12×36 м, а модуль обработки, включающий цех по сортировке и расфасовке продукции и административно-бытовые помещения, — 24×36 м. При установке воздухоохладителей длину секции принимают равной 42 м.

Во всех комплексах набор основных помещений примерно одинаков. Они отличаются составом подсобно-вспомогательных помещений.

Высота секции для хранения картофеля равна 6 м, лука — 5,4, капусты и моркови — 3,6 м. В зависимости от вместимости комплекса (от 1000 до 10000 т) секции располагают по одну сторону коридора или по обе.

В комплексах для хранения и обработки картофеля и овощей устанавливают следующее оборудование: приемные устройства (бункеры), конвейеры, устройства для отделения примесей, сортировочные машины, погрузчики. Для послеуборочной и предреализационной обработки лука, капусты, моркови и других корнеплодов предусмотрены, кроме того, сортировочно-очистительные линии.

В комплексах имеется приточная вентиляционная камера, в состав которой входят: вентилятор типа Ц4-70 № 10 или В-2, 3-130 № 8, смесительный клапан типа КПШ-АВ 1000×1000, заборная и смесительная шахты, а также блок автоматики. В зависимости от размеров секции устанавливают одну, две или три приточные вентиляционные камеры.

Схемы типовых проектов для семенного и продовольственного картофеля приведены на рис. 31.1.

Картофель и овощи в хранилищах хранят в закромах, навалом, в секциях, контейнерах и ящиках.

В последние годы получил распространение контейнерный способ

хранения, при котором микроклимат в продукции обеспечивается за счет общеобъемной вентиляции с подачей воздуха в верхнюю зону хранилищ и принудительного отсоса воздуха. В настоящее время разрабатываются контейнеры и системы вентиляции, позволяющие подавать воздух в каждый контейнер.

При хранении продукции навалом используют систему активной вентиляции.

Процесс хранения картофеля делят на три периода: лечебный, охлаждение и хранение. Лечебный период проводят в течение 15-20 дней. Температура в период охлаждения должна составлять +16...2 °С, в период хранения — +1...4 °С. Относительная влажность при хранении — 93-98 %. Скорость движения воздуха в межклубневом пространстве не должна превышать 0,5 м/с.

Хранение капусты предусматривает два периода — охлаждения и хранения. Первый период должен быть по возможности более коротким.

Режим хранения лука подразделяется на три периода: сушка и прогревание; охлаждение; хранение. Продолжительность сушки не превышает 72 ч. Лук-сеянец, лук-выборку и лук-матку после просушивания

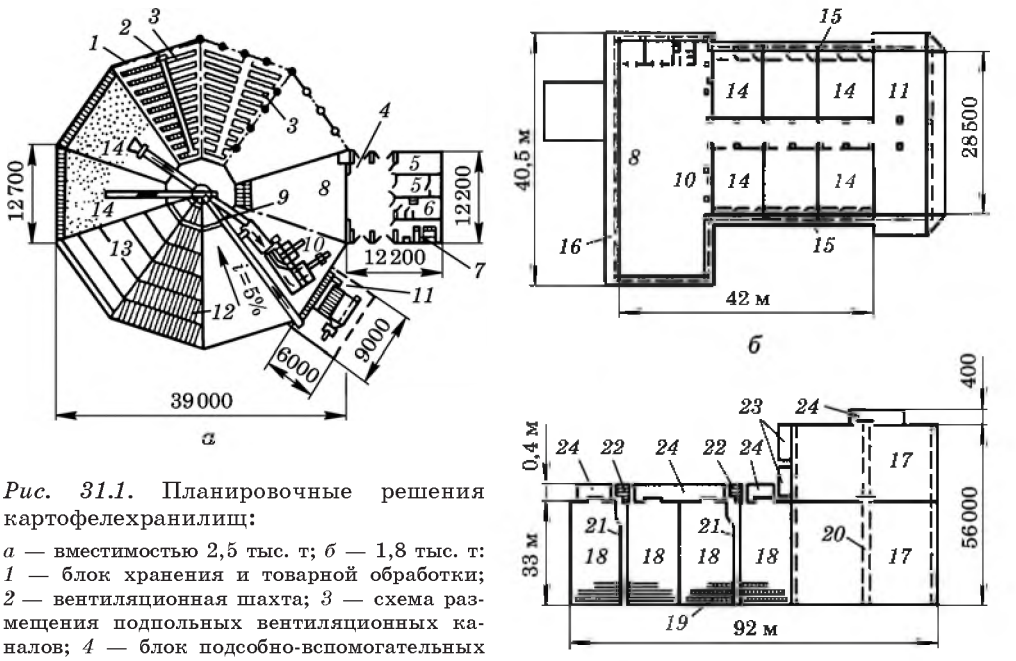


Рис. 31.1. Планировочные решения картофелехранилищ:

а — вместимостью 2,5 тыс. т; *б* — 1,8 тыс. т: *1* — блок хранения и товарной обработки; *2* — вентиляционная шахта; *3* — схема размещения подпольных вентиляционных каналов; *4* — блок подсобно-вспомогательных помещений; *5* — подсобное помещение; *6* — санузел; *7* — служебное помещение и столовая; *8* — экспедиция; *9* — конвейер; *10* — сортировочная; *11* — приемное отделение; *12* — схемы размещения плит перекрытия; *13* — схема размещения ригеля перекрытия; *14* — отсек (засек); *15* — приточный вентиляционный канал; *16* — платформа; *17* — секция для хранения картофеля в контейнерах; *18* — секция для хранения картофеля насыпом; *19* — распределительный воздухопровод; *20* — рециркуляционный воздухопровод; *21* — магистральный воздухопровод; *22* — вентиляционная камера; *23* — холодильная установка; *24* — навес

прогревают в течение 8-12 ч при температуре 45 °С, что предотвращает заболевание шейковой гнилью.

После прогревания лук-сеянец и лук-выборку вначале охлаждают до температуры +18...25 °С, а при наступлении устойчивых наружных температур — до −1...3 °С.

За две-три недели до посадки лук-матку прогревают при температуре +18...20 °С, а лук-сеянец и лук-выборку — при температуре +20...25 °С.

31.3. Вентиляция хранилищ

Вентиляцию продукции осуществляют в период до установления в помещении оптимальной температуры хранения овощей, после чего поддерживают допустимую температуру. В хранилищах используют (рис. 31.2) либо естественную, либо принудительную, либо активную вентиляцию.

Естественная вентиляция (рис. 31.2, *а*) обеспечивается за счет разности плотностей нагретого в хранилище и холодного наружного воздуха. Интенсивность воздухообмена можно регулировать высотой вытяжной трубы *3*. В период хранения ворота и люки закрывают и используют только вентиляционные трубы. При снижении температуры окружающей среды для предотвращения подмораживания продукции вентиляцию прекращают. Естественную вентиляцию применяют в небольших хранилищах.

Принудительная вентиляция (рис. 31.2, *б*) отличается тем, что воздух поступает в хранилище под напором, развиваемым вентиляторами *4*. Удаляется воздух через вытяжные трубы *3*. Система имеет ряд преимуществ перед естественной вентиляцией, так как позволяет более эффективно регулировать подачу вентилируемого воздуха. Ее применяют в хранилищах средней и большой вместимости.

Активная вентиляция (рис. 31.2, *в*) наиболее совершенна. При такой вентиляции воздух, нагнетаемый вентиляторами, омывает всю продукцию. Этот способ применяют в основном для вентиляции закромных хранилищ.

С помощью активной вентиляции регулируют процесс тепломассообмена в массе продукции. Помещение вентилируют не менее 4—5 раз

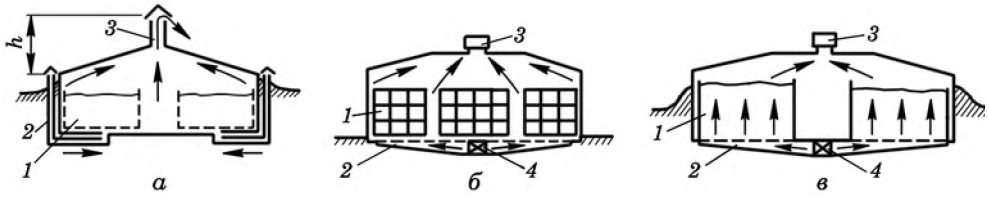


Рис. 31.2. Схемы вентиляции хранилищ:

а — естественная; *б* — принудительная; *в* — активная; *1* — продукция; *2* — приточные каналы; *3* — вытяжные трубы; *4* — вентилятор

в сутки по 15-20 мин. При сушке лука воздух подают подогретым. В весенний период активную вентиляцию используют для охлаждения плодов и овощей.

Активная вентиляция улучшает условия хранения продуктов. При этом клубни хранятся на 1,5 месяца дольше, чем при естественной вентиляции, потери продукции меньше.

Для средней полосы страны в осенний период, когда необходимо охладить и обсушить картофель, рекомендуется подавать 50-70 $м^3$/ч воздуха (а иногда и больше) на 1 т клубней, в зимний период — 20-30 $м^3$/ч; для хранения капусты — примерно 100 $м^3$/ч на 1 т; для сушки и термической обработки лука — не менее 200 $м^3$/ч на 1 т, а для его хранения — около 50 $м^3$/ч.

Скорость потока воздуха в насыпи картофеля и овощей должна колебаться в пределах 0,1-0,5 м/с. Учитывая, что в хранилища закладывают овощи или картофель разных сортов, следует дифференцировать их вентиляцию с помощью шиберов-заслонок, установленных в системе вентиляции.

При контейнерном хранении воздух подают внутрь штабеля по воздуховодам *2* и гибким брезентовым шлангам *7* (рис. 31.3, *а*). Контейнеры устанавливают так, чтобы внутри штабеля образовывались колодцы, куда опускают эти шланги. Воздух выходит из штабеля по щелям между контейнерами. Кроме того, применяют способ подачи воздуха в штабель от бокового магистрального воздуховода (рис. 31.3, *б*).

Скорость воздуха в магистральных каналах и приточных шахтах должна составлять 5-10 м/с, в воздухораспределительных каналах — 2-5, в вытяжных шахтах — 4-5 м/с.

Площадь поперечного сечения вентиляционных каналов на начальном их участке из расчета на 1 т равна: при хранении картофеля — не менее 25 $см^2$, капусты — 50 и лука — 150 $см^2$.

Относительная влажность вентиляционного воздуха должна находиться в пределах 95 %. В этом случае заметно сокращаются потери продукции в процессе хранения. Существует несколько способов увлажнения вентиляционного воздуха: серийно выпускаемой установкой

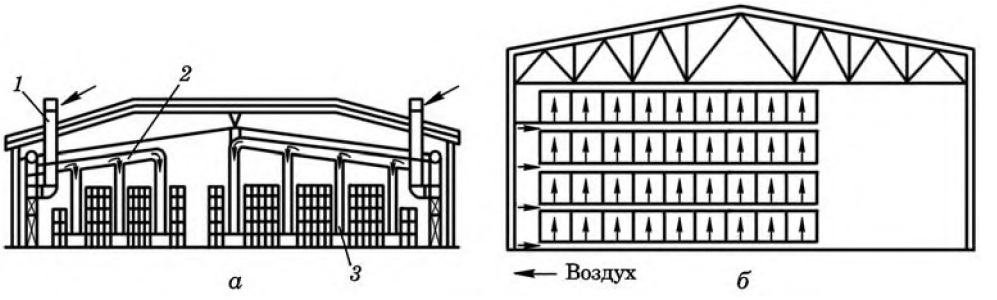


Рис. 31.3. Схема подачи воздуха при хранении продукции в контейнерах:

а — по воздуховодам и распределительным шлангам; *б* — по свободному пространству поддонов; *1* — приточная шахта; *2* — воздуховод; *3* — шланги

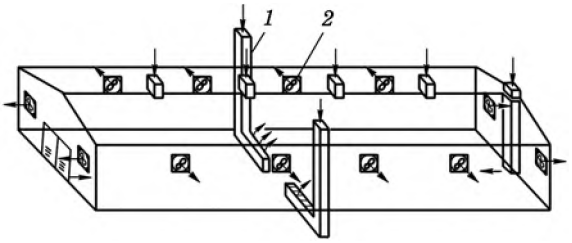


Рис. 31.4. Система общеобменной вентиляции хранилищ

типа «Туман», смачиванием вентиляционных каналов водой, форсунками мелкодисперсного распыления воды.

Система мелкодисперсного увлажнения воздуха в овощехранилище на базе оборудования «Климат-7» и средств автоматического регулирования влажности включает увлажнитель *1* и внутриобменную вентиляцию *2* (рис. 31.4).

31.4. Хранение плодов в регулируемой газовой среде

Хранение фруктов в камерах с регулируемой газовой средой является новым, прогрессивным направлением. Для этого используют герметизированные камеры — специальное оборудование, обеспечивающее поддержание необходимого газового режима. При хранении в камере с регулируемой средой, по сравнению с хранением в холодильной камере с обычной атмосферой, сохранность продукции выше.

Камеры с регулируемой газовой средой бывают двух типов: а) с внутренней генерацией газовых смесей, когда требуемый состав среды достигается вследствие жизнедеятельности плодов, т. е. естественным путем; б) с внешней генерацией газовых смесей, когда оптимальный состав достигается искусственно при помощи специальных генераторов газа.

Камеры первого типа максимально загружают продукцией. Нормальным считается удельный объем 3,5-4,0 $м^3$ на 1 т продукции. Важным является обеспечение герметичности ограждающих конструкций камеры (в пределах 0,01-0,05 воздухообмена в сутки).

Камеры с внутренней генерацией могут работать в двух режимах — с нормальным и субнормальным составами газовой среды. В первом случае в результате «дыхания» плодов содержание углекислого газа в камере увеличивается, а кислорода — уменьшается, но их суммарное количество должно составлять 21 %. Для этой цели при помощи вентиляторов регулируют подачу кислорода по мере увеличения концентрации углекислого газа. Во втором случае (применение субнормальных газовых смесей) суммарное количество содержания кислорода и углекислого газа в камере меньше 21 %. В таких камерах производят раздельное регулирование содержания углекислого газа и кислорода.

Более перспективны камеры с внешней генерацией газовых смесей. В этом случае воздух в камере заменяют искусственно приготовленной газовой смесью. Для получения газовой смеси используют азот (жидкий или сжатый) либо продукты сжигания газового топлива в горелках.

Контроль за составом и концентрацией газа производят дистанци-

онно. Для поддержания требуемых температурно-влажностных условий применяют воздухоохладительные установки.

Загрузку камер с регулируемой газовой средой и охлаждение фруктов рекомендуют осуществлять в кратчайшие сроки — это предпосылка для создания оптимальных условий хранения плодов. Вход рабочего персонала в камеру для выгрузки плодов при завершении хранения или других работ допускается при восстановлении в камере обычной атмосферы.

В последнее время в начале хранения камеру заполняют азотом, содержание которого в составе газовой смеси составляет от 79 до 97 %. Тем самым в первый период хранения, когда биохимические процессы в плодах идут более интенсивно, в камере создается инертная среда с малым содержанием активных газов (CO_2 и O_2), что способствует увеличению сроков хранения фруктов.

Рекомендуются следующие параметры газовой среды: концентрация кислорода — (3 ± 1) %, углекислого газа — (5 ± 1), азота — (92 ± 1) %; температура (0-4 ± 0,5) °С; относительная влажность (90-95 ± 1-2) %.

Содержание кислорода не должно быть менее 2 %, а углекислого газа — более 10 %.

31.5. Автоматическое регулирование температурно-влажностного режима в хранилищах

Основные параметры микроклимата в хранилищах, нуждающиеся в автоматическом регулировании, — температура и относительная влажность воздуха в массе хранимого продукта.

Отечественная промышленность выпускает две типовые системы для управления микроклиматом в овощехранилищах: оборудование регулирования температуры хранилищ (ОРТХ) и комплекс «Среда».

Система ОРТХ обеспечивает поддержание технологически обоснованных температурных режимов приточного воздуха, массы хранимой продукции и воздуха верхней зоны без искусственного охлаждения в хранилищах вместимостью до 1000 т с числом вентиляционных камер не более двух.

В ОРТХ входят следующие основные устройства (рис. 31.5): смесительный клапан *3* с подогревателем *1* и исполнительным механизмом *4*, приточная *2* и вытяжная *5* шахты, два

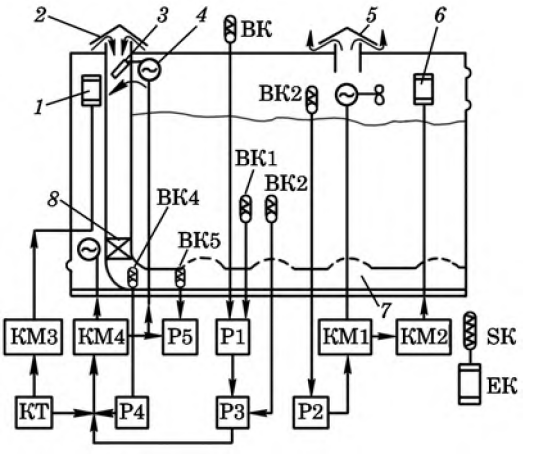


Рис. 31.5. Технологическая схема автоматического управления температурным режимом в овощехранилище

рециркуляционно-отопительных агрегата *6*, вентиляционно-распределительный канал *7*, вентилятор *8* приточной системы и шкаф автоматического управления активной вентиляцией (ШАУ-АВ). В шкафу размещены регуляторы температуры *Р1-Р5*, программное реле времени *КТ*, ключи и кнопки управления. В связи с неблагоприятными для работы аппаратуры условиями предусмотрен автоматический обогрев шкафа от электроподогревателя *ЕК*, управляемый контактным термореле *SK* через промежуточное реле. Температуру контролируют датчики *ВК* (терморезисторы и термометры сопротивления).

Система активной вентиляции может работать в режиме ручного дистанционного или автоматического управления.

Комплекс «Среда-1» предназначен для автоматического контроля, измерения и регулирования температуры в овоще- и картофелехранилищах, содержащих до восьми секций. Он позволяет управлять установками активной вентиляции и отопления, а также холодильными машинами как в автоматическом, так и в ручном режимах.

«Среда-1» обеспечивает автоматическое управление температурой воздуха, забираемого вентилятором из окружающей среды и направляемого в массу хранимого продукта. Эта система одновременно управляет температурой массы хранимого продукта и температурой воздуха верхней зоны при двухпозиционном регулировании с дифференциалом (зоной возврата) от 0,5 до 10 °С.

В процессе управления «Среда-1» позволяет автоматически контролировать температуру воздуха в приточном канале в пределах ± 20°С и обеспечивает измерение с визуальным отсчетом значения температуры в 39 точках хранилища с ручным переключением датчиков. В качестве датчиков используют термометры сопротивления. При помощи блока управления осуществляется световая сигнализация об отклонении температуры от заданной в отдельных точках секций хранилища, о работе соответствующих исполнительных механизмов и о режиме управления (автоматическом или ручном). Функциональная схема системы «Среда-1» приведена на рис. 31.6.

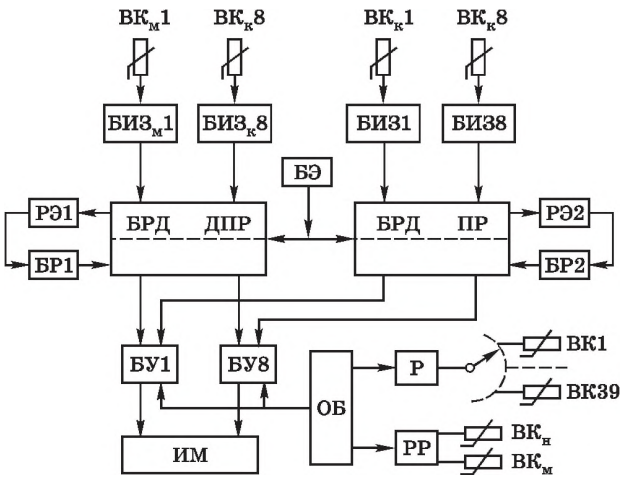


Рис. 31.6. Функциональная схема системы типа «Среда-1»:

ВК — датчики температуры; ВИЗ — блоки измерения и задания; БЭ — электронный блок; РЭ — электронные реле; БР — блоки реле; БРД ДПР и БРД ПР — блоки распределителей двухпозиционного и пропорционального регулирования; БУ — блоки управления; ИМ — исполнительный механизм; ОБ — общий блок

31.6. Тепловой расчет капитальных хранилищ

Мощность теплового потока Q_0, Вт, который необходимо отвести из хранилища в теплый период года, определяют по уравнению

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6, \qquad (31.1)$$

где Q_1 — тепловой поток, который проходит через ограждающие конструкции; Q_2 — тепловой поток, который отводится от продуктов; Q_3 — тепловой поток, обусловленный обменом газовой среды камеры с внешним воздухом через теплоноситель в ограждениях; Q_4 — эксплуатационный тепловой поток; Q_5 — тепловой поток, связанный с искусственным увлажнением газовой среды в камере; Q_6 — тепловой поток от оборудования, установленного в хранилище.

Тепловой поток через ограждающие конструкции, Вт,

$$Q_1 = Q_1' + Q_1'' + Q_1''', \qquad (31.2)$$

где Q_1' — тепловой поток через стены, перегородки и перекрытия камеры; Q_1'' — тепловой поток через пол; Q_1''' — дополнительный тепловой поток от солнечной радиации (в тех случаях, когда внешние ограждения поддаются облучению солнцем).

Тепловой поток, который отводится от продуктов, Вт,

$$Q_2 = Q_2' + Q_2'' + Q_2''', \qquad (31.3)$$

где Q_2' — тепловой поток, который отводится от фруктов и овощей в процессе охлаждения; Q_2'' — тепловой поток, который отводится при охлаждении от тары; Q_2''' — тепловой поток, который выделяется фруктами и овощами в процессе дыхания:

$$Q_2' = M_{\text{пр}} c_{\text{пр}} \Delta t; \qquad (31.4)$$

$M_{\text{пр}}$ — масса продукта, кг; Δt — снижение температуры массива продукции за расчетный период, °С. Значения удельной теплоемкости $c_{\text{пр}}$ продуктов приведены в табл. 31.1.

Показатели для теплового расчета хранилищ некоторых овощей и фруктов Таблица 31.1.

Продукция	Удельная теплоемкость, $c_{\text{пр}}$, кДж/(кг · К)	Удельная теплота дыхания, q_0, Вт/т	Температурный коэффициент скорости дыхания, b, 1/с
Картофель	3,56	10,0	0,0717
Морковь	3,73	13,5	0,1319
Капуста белокачанная	4,10	14,5	0,0780
Лук репчатый	3,77	11,0	0,0670
Свекла пищевая	3,83	19,5	0,0720
Яблоки	3,77	12,1	0,0932
Груши	3,81	9,5	0,1675
Вишня, черешня	3,35	17,3	0,1338
Виноград	3,70	13,8	0,1277

Тепловой поток, который отводится при охлаждении от тары

$$Q_2'' = M_{\text{тар}} c_{\text{тар}} \Delta t, \tag{31.5}$$

где $M_{\text{тар}}$ — масса тары, кг (можно принять, что $M_{\text{тар}} = (0{,}1\text{-}0{,}2)M_{\text{пр}}$); $c_{\text{тар}}$ — удельная теплоемкость тары, кДж/(кг · К): для металлической тары $c_{\text{тар}} = 0{,}46$ кДж/(кг · К), для пластинчатой деревянной $c_{\text{тар}} = 2{,}6$ кДж/(кг · К); Δt — уменьшение температуры тары за расчетный период (принимается равной Δt для продукции).

Тепловой поток, который выделяется фруктами и овощами в процессе дыхания, Вт,

$$Q_2''' = M_{\text{пр}} q_0 e^{bt}, \tag{31.6}$$

где q_0 — удельная теплота дыхания при 0 °С, Вт/т; b — температурный коэффициент скорости дыхания, 1/с; t — температура хранения продукции, °С. Значения q_0 и b приведены в табл. 31.1.

Тепловой поток, обусловленный воздухообменом в помещении, Вт,

$$Q_3 = aV\rho(h_{\text{п}} - h_{\text{в}})/(24 \cdot 3600), \tag{31.7}$$

где a — кратность воздухообмена, 1/с (можно принять a = 1-6); V — строительный объем вентилируемого помещения, м^3; ρ — плотность воздуха в помещении, кг/м^3; $h_{\text{в}}$ и $h_{\text{п}}$ — удельные энтальпии воздуха соответственно внешнего и в помещении, кДж/кг.

Эксплуатационный тепловой поток, Вт,

$$Q_4 = Q_4' + Q_4'' + Q_4''' + Q_4'''', \tag{31.8}$$

где Q_4' — тепловой поток от людей, которые работают в хранилищах; Q_4'' — тепловой поток, связанный с открыванием двери; Q_4''' — тепловой поток от освещения; Q_4'''' — тепловой поток от работающих вентиляторов и других установок.

Тепловой поток от людей, Вт,

$$Q_4' = 350n, \tag{31.9}$$

где 350 — тепловыделения одного человека при средней интенсивности работы, Вт; n — число работающих в помещении людей.

Тепловой поток из открываемой двери, Вт,

$$Q_4'' = q_4'' F_{\text{стр}}, \tag{31.10}$$

где $q_4'' = 10\text{-}14$ Вт/м^2 — удельные теплопоступления через дверь (при этом меньшие значения q_4'' берут для больших площадей камеры); $F_{\text{стр}}$ — строительная площадь камеры, м^2.

В первом приближении

$$Q_4''' = q_4''' F_{\text{стр}}, \tag{31.11}$$

где $q_4''' = 4{,}5$ Вт/м^2 — удельные теплопоступления от электрического освещения.

Тепловой поток от вентиляторов, Вт,

$$Q_4'''' = \frac{N_э n \cdot 10^3}{\eta_э}, \qquad (31.12)$$

где $N_э$ — мощность электродвигателя вентилятора, кВт; n — число вентиляторов; $\eta_э$ — КПД электродвигателя.

При увлажнении помещения паром тепловой поток от влаги, которая испаряется, вычисляют по формуле

$$Q_5 = 0{,}278(2500 + 1{,}84\,t)W, \qquad (31.13)$$

где 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт; 2500 — удельная теплота парообразования для воды при температуре 0 °С, кДж/кт; 1,84 — удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг · К); t — температура пара, °С; W — расчетное количество пара, необходимое для увлажнения, кг/ч.

Если для увлажнения газовой среды применяют мелкораспыленную воду, то, вследствие малого значения ее энтальпии, тепловой поток Q_5 принимают равным нулю.

Тепловой поток от электродвигателей и оборудования, которое приводится в действие электродвигателями,

$$Q_6 = N_э k_1 k_2 \frac{1 - \eta_э}{\eta_э} \cdot 10^3, \qquad (31.14)$$

где $k_1 = 0{,}7\text{-}0{,}9$ — коэффициент загрузки электродвигателей; $k_2 = 0{,}5\text{-}1{,}0$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей.

Для холодного периода года определяют тепловой поток, необходимый для обогрева помещения:

$$Q_{о.п} = Q_о + Q_в - Q_{пр} - Q_{м.о} = 0{,}278\left[q_{от}V_в + L_в\rho_в c_в\left(t_{вн} - t_н\right)\right] - \\ - q_{пр}M_{пр} - \sum N_{м.о} \cdot 10^3, \qquad (31.15)$$

где $Q_о$, $Q_в$, $Q_{пр}$, $Q_{м,о}$ — тепловые потоки, которые выделяются соответственно через ограждающие конструкции, затрачиваются на нагревание вентиляционного воздуха, выделяются продукцией и средствами местного обогрева, Вт; $q_{от}$ — удельная отопительная характеристика помещения, кДж/(м^3 · ч): для современных овощехранилищ $q_{от}$ =2,9-5,1 кДж/(м^3 · ч); $V_в$ — объем помещения по внешнему обмеру, м; $L_в$ — минимально допустимый воздухообмен, м^3/ч; $\rho_в$ — плотность воздуха при температуре $t_{вн}$, кг/м^3; $c_в$ = 1 кДж/(кг · К) — удельная теплоемкость воздуха; $t_{вн}$ и $t_н$ — температура внутри помещения и расчетная наружная температура, °С; $q_{пр}$ — удельные теплопоступления от продукта, Вт/кг; $\Sigma N_{м.о}$ — суммарная мощность средств местного обогрева, Вт.

Уравнения баланса влаги, как и баланса теплоты, составляют отдельно для каждой камеры:

$$W_0 = W_1 + W_2 + W_3, \qquad (31.16)$$

откуда количество влаги W_2, кг/ч, необходимой для увлажнения газовой среды (от увлажняющей установки)

$$W_2 = W_0 - W_1 - W_3, \qquad (31.17)$$

где W_1 — влаговыделения от продуктов; W_3 — влаговыделения от установки регулирования газовой среды, кг/ч.

Влагоотвод в воздухоохладителе вычисляют с помощью h—d-диаграммы влажного воздуха:

$$W_0 = M_{г.с}(d_1 - d_2) \cdot 10^{-3}, \qquad (31.18)$$

где $M_{г.с}$ — массовые затраты газовой среды через воздухоохладитель, кг/ч; d_1 — начальное влагосодержание среды на входе в воздухоохладитель, г/кг с.в; d_2 — конечное влагосодержание среды при выходе из воздухоохладителя, г/кг с.в. Значения d_1 и d_2 определяют, пользуясь h—d-диаграммой влажного воздуха, по значениям температуры и относительной влажности соответственно t_1, φ_1 и t_2, φ_2.

Влаговыделения от хранящихся продуктов определяют по формуле

$$W_1 = M_{пр} q_W / 1000, \qquad (31.19)$$

где $M_{пр}$ — масса продуктов в камере, кг; q_W — среднее влаговыделение, кг/(т · ч).

При $W_2 > 0$ газовую среду в помещении необходимо искусственно увлажнять, а при $W_2 < 0$ — осушать.

Контрольные вопросы и задания

1. Приведите значения параметров микроклимата в хранилищах для овощей.
2. Какие типы временных хранилищ Вы знаете?
3. Дайте характеристику капитальным хранилищам.
4. Назовите способы и режимы хранения овощей.
5. Какие существуют способы вентиляции хранилищ? Изобразите соответствующие схемные решения.
6. В чем особенности вентиляции продукции при её хранении в контейнерах?
7. Нарисуйте схему общеобменной вентиляции хранилища.
8. Каковы особенности хранения продукции в регулируемой среде?
9. Каковы особенности систем управления микроклиматом в хранилищах с ОРТХ и комплексом «Среда»?
10. В чем суть метода расчета капитальных хранилищ?

32. ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

32.1. Общие сведения

Энергосбережение в настоящее время является одной из наибольших проблем в мире, от него зависит развитие энергетики, экономики, экологической защиты.

К развитию энергетики предъявляются ряд требований:

— определение рациональных направлений энергетического прогресса (разработка и использование новых, перспективных технологий);

— учет возможных ограничений на развитие энергетики (экологических, экономических и пр.);

— развитие энергосберегающих мероприятий в направлении выработки и потребления энергии.

Принимая во внимание факторы, определяющие место энергетики в жизни общества и государства, ведущие страны мира, а также такие организации, как МИРЭС, МЭА, разрабатывают стратегии или программы наиболее эффективного использования и развития имеющегося энергетического потенциала.

Наша страна располагает почти 30 % всего энергетического природного потенциала планеты. Россия добывает более 10 % всех первичных мировых энергоресурсов. Тем не менее, энергосбережение является приоритетной сферой в нашей стране.

Один из эффективных путей экономии органического топлива — использование возобновляемых источников энергии. В целом по нашей стране прогнозируется увеличение мощности возобновляемых источников энергии от 0,1 до 20 млн т у.т.

32.2. Возобновляемые источники энергии

При сооружении небольших энергоэкономических комплексов, особенно для сельскохозяйственного энергоснабжения, перспективны возобновляемые источники энергии (ВИЭ). Они отличаются прежде всего неисчерпаемостью и экологической чистотой.

Недостатком возобновляемых источников энергии является то, что некоторые виды их непостоянны и имеют низкую плотность энергии. Эффективность и, как следствие, экономическую рентабельность использования возобновляемых источников энергии можно повысить, используя аккумуляторы и, при технико-экономическом обосновании, тепловые наосы.

Ресурсы возобновляемой энергии огромны и доступны каждой стране. По данным академика Д.С. Стребкова, количество солнечной энергии, поступающей на территорию России за неделю, превышает энергию всех российских запасов нефти, газа, угля и урана. В России доля

солнечной, ветровой энергии, биомассы и гидроэнергии составляет 6 % в общем производстве энергии, в развивающихся странах — 80 %. Доля ВИЭ в потреблении энергии в странах ЕЭС должна возрасти с 6 % в 2000 г. до 12 % до 2010 г., а установленная мощность солнечных энергетических систем (СЭС) должна увеличиться с 32 до 3000 МВт в 2010 г. Доля ВИЭ, включая гидроэнергетику, до 2010 г. должна составлять 22, 1 % в потреблении электроэнергии в странах ЕЭС. В 2003 г. потребление энергии в ЕЭС составляло 2880,8 МВт · ч. В 2030 г. прогнозируемая установленная мощность СЭС, использующих фотоэлектрический метод преобразования солнечной энергии, в мире составит 300 ГВт при стоимости 1000 евро/кВт и стоимости электроэнергии 0,05...0,12 евро/кВт · ч. Возобновляемые источники энергии будут замещать уголь, нефть, газ и уран в производстве электроэнергии, теплоты и жидкого топлива.

В ВИЭСХе совместно с предприятиями Минпромэнерго РФ разрабатываются и другие крупномасштабные технологии возобновляемой энергетики: получение жидкого и газообразного топлив из биомассы методом быстрого пиролиза с выходом топлива более 50 % от массы сырья, экологически чистые роторные ветровые электростанции без лопастей, комбинированные солнечно-ветро-дизельные электростанции, транспортные средства, работающие на солнечной энергии и на водороде.

На рис. 32.1 показано изменение доли возобновляемой энергетики в мировом энергопотреблении (данные ВИЭСХ). До XVII века солнечная энергия и энергия сжигания древесины, в которой солнечная энергия аккумулируется благодаря фотосинтезу, были единственными источниками энергии для человека. И сейчас 20 % мирового производства энергии основывается на сжигании древесины, использовании энергии рек и ветровой энергии, основой которых является солнечная энергия. Новые принципы преобразования возобновляемой энергии, новые технологии солнечного кремния, производства солнечных элементов, герметизации солнечных модулей, использование стационарных солнечных концентраторов и новых методов передачи электрической энергии для глобальной солнечной энергосистемы обеспечат к концу столетия 60...90 %-ю долю возобновляемой энергии в мировом производстве энергии (рис. 32.1).

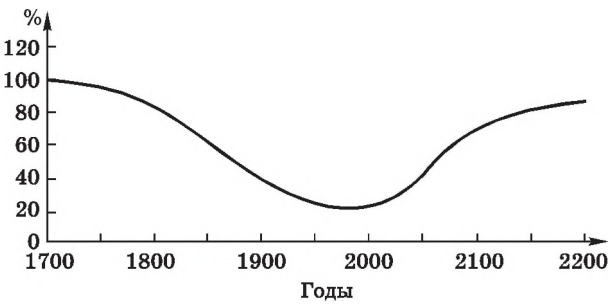


Рис. 32.1. Доля возобновляемой энергии в мировом производстве энергии

32.2.1. Системы солнечного энергоснабжения

Способы использования энергии солнечного излучения достигли высокого технологического совершенства и эффективности.

Методы утилизации солнечной энергии разделяют на две основные группы: прямое использование солнечной радиации и непрямое — через ее вторичное проявление в виде энергии ветра, энергетических запасов биомассы растений.

Прямое использование солнечной энергии, в свою очередь, разделяют на тепловое, фото- и термоэлектрическое преобразование солнечной радиации, т. е. получение тепловой и электрической энергии при влиянии солнечного излучения на разные специальные устройства. Наиболее широко используют, в том числе в агропромышленном комплексе, метод преобразования солнечной энергии в тепловую.

Системы, использующие солнечную энергию для выработки теплоты и холода, разделяют по таким признакам:

— *по конструкции* — пассивные и активные;

— *по назначению* — системы горячего водоснабжения, отопления, хладоснабжения; комбинированные — системы теплоснабжения (отопление и горячее водоснабжение), теплохладоснабжения (отопление, горячее водо- и хладоснабжение); сушка; опреснение воды и пр.;

— *по времени работы на протяжении года* — сезонные и круглогодичные;

— *по степени охвата потребителей* — индивидуальные, групповые, централизованные;

— *по времени аккумулирования энергии* — без аккумулятора, с краткосрочным аккумулированием (1...2 дня), с долгосрочным (сезонным) аккумулированием;

— *по характеру движения теплоносителя в процессе нагревания* — без циркуляции, с естественной или принудительной циркуляцией;

— *по режиму отбора теплоты* — с постоянной или переменной температурой теплоносителя;

— *по наличию дублирующего источника* — с дублером, без дублера (автономные);

— *по степени автоматизации системы* — неавтоматизированные, с частичной, комплексной или полной автоматизацией;

— *по количеству контуров* — одно-, дву- и многоконтурные.

Каждая из систем тепло- и хладоснабжения состоит, как правило, из трех основных элементов: приемника солнечного излучения (коллектора), устройства для хранения теплоты (аккумулятора) и системы распределения теплоты.

Фотоэлектрические преобразователи солнечной энергии по своей физической природе относятся к оборудованию, которое выполняет прямую трансформацию солнечной радиации в электрическую энергию без промежуточных стадий. Эти системы делят на *наземные* и *космические*.

Пассивные системы солнечного отопления. Их условно разделяют на *открытые и закрытые.*

В открытых системах солнечное излучение проникает в отапливаемое помещение через оконные проемы (увеличенных размеров) и нагревает строительные конструкции помещения, которые при этом являются приемниками и аккумуляторами теплоты.

В закрытых системах поток солнечной радиации в помещение не проникает, а поглощается приемником солнечной радиации, соединенным с внешними ограждающими конструкциями. Такая система выполняет как функции основного конструктивного назначения (элементы сооружения), так и функции приема, аккумулирования и передачи теплоты.

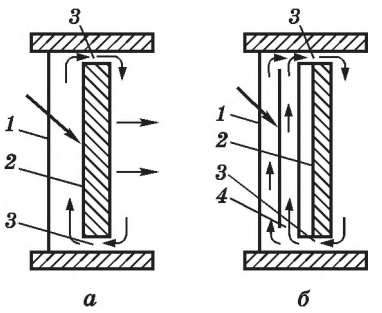


Рис. 32.2. Схема дома с закрытой системой солнечного отопления без циркуляции теплоносителя:

а — без экрана; *б* — с теплопринимающим экраном; *1* — остекление; *2* — стена дома; *3* — циркуляционный канал; *4* — теплопринимающий канал

Примером пассивной закрытой системы с циркуляцией теплоносителя через тепловоспринимающую стену может быть система, приведенная на рис. 32.2 (солнечный дом Ф. Тромба и Дж. Мишеля). Роль поглотителя и аккумулятора теплоты солнечной радиации играет обращенная на юг массивная бетонная стена дома, покрашенная в темный цвет и отделенная от внешнего воздуха одинарным, двойным или тройным остеклением. У верхней и нижней частей стены находятся каналы для циркуляции теплоносителя (воздуха помещения).

Под воздействием солнечного излучения воздух, находящийся в промежутке между стеной и светопроникающим ограждением, нагревается и через верхние каналы поступает в помещение. Этот воздух замещает прохладный, поступающий в помещение через нижние каналы. Тем самым создаются условия для естественной циркуляции воздуха и обеспечивается более равномерная температура в помещении. Ночью аккумулированная стеной теплота передается помещению.

Аккумулирование теплоты значительно повышает эффективность и надежность пассивной системы. Аккумуляторы размещают или в земле, или в объеме сооружения. В первом случае необходимо наличие вентилятора для движения воздуха. Размещение аккумулятора в объеме здания дает больший эффект, так как теплота не теряется в окружающую среду, но такой аккумулятор плохо вписывается в сооружение.

Активные системы солнечного тепло- и хладоснабжения. Основные компоненты таких систем — нагреватель (коллектор, гелиоколлектор) и аккумулятор. К элементам активной солнечной системы относят также теплообменник, механизмы для циркуляции теплоносителя (передачи теплоты от гелиоколлектора к потребителю) или

промежуточные элементы (аккумулятор, теплообменник), дополнительный источник теплоты, автоматические устройства и регуляторы.

Солнечный коллектор служит для преобразования солнечного излучения в тепловую энергию. Все солнечные коллекторы имеют общую деталь — поглотитель теплоты, которую можно отводить от коллектора.

По виду теплоносителя коллекторы разделяют на жидкостные, которые часто называют солнечными водонагревателями, и воздушные; по температуре нагрева — низкотемпературные (до 100 °С), средне- (до 200 °С) и высокотемпературные (до 350 °С). Для увеличения интенсивности поступающей солнечной энергии и, следовательно, температуры теплоносителя используют концентраторы разных типов. В агропромышленном комплексе применяют коллекторы с низкотемпературным теплоносителем, т. е. такие, которые работают без концентраторов. Их называют плоскими. Лучшие теплотехнические показатели имеют жидкостные проточные коллекторы с поглотителем в виде плоской панели с каналами. Схема солнечного коллектора показана на рис. 32.3. Он состоит из пластины-теплообменника *2*, труб *7* или каналов, в которых циркулирует теплоноситель *6* и контактирует с тепловоспринимающей пластиной, прозрачного покрытия, изготовленного из одного или двух слоев стекла *3* или пластмассы, корпуса *1, 5* с теплоизоляцией *4*.

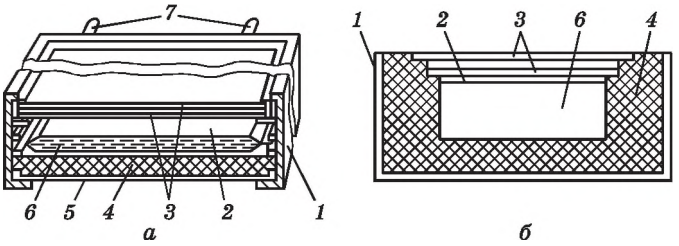


Рис. 32.3. Схемы солнечного коллектора:
а — теплоноситель — вода;
б — теплоноситель — воздух

Плоские коллекторы используют для отопления и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, для преобразования (сушки) и хранения (в системах солнечного хладоснабжения) продуктов, а также в различных технологических процессах, требующих невысоких (до 100 °С) температур.

Характеристики коллектора:

— *коэффициент эффективности* F', который зависит от степени неравномерности температурного поля в поперечном сечении панели, т. е. характеризует эффективность переноса поглощенного солнечного излучения к потоку теплоносителя в трубах или каналах. Значение этого коэффициента зависит главным образом от конструкции панели: в правильно спроектированном коллекторе коэффициент F' достигает значения 0,92-0,99;

— *оптический коэффициент полезного действия* η_0, который равняется сумме пропускной способности прозрачного покрытия и поглощающей способности панели. При одинарном остеклении η_0 не превышает 0,8;

— *коэффициент теплопередачи k*, который зависит от числа прозрачных покрытий, расстояния между ними, а также от расстояния между внутренним стеклом и поглощающей панелью, степени черноты панели в длинноволновой части спектра, от скорости ветра. При отсутствии прозрачной изоляции скорость ветра является определяющим фактором.

Характеристикой коллектора является также максимальная температура t_∞, до которой нагревается поглощающая панель, если от коллектора не отводить теплоту:

$$t_\infty = t_0 + \frac{\eta_0 q}{k}, \qquad (32.1)$$

где t_0 — температура наружного воздуха, °С; q — поверхностная плотность потока суммарной (прямой и диффузионной) солнечной радиации в плоскости коллектора, Вт/м^2.

Одна из существенных характеристик коллектора — его КПД, который равняется отношению теплопроизводительности коллектора к падающему потоку солнечной радиации:

$$\eta = F'\eta_0 - F'k\frac{t_ж - t_0}{q}, \qquad (32.2)$$

где $t_ж$ — средняя температура теплоносителя в коллекторе, °С.

С целью снижения потерь и экономии металла выпускаются *гелиоколлекторы из полимерных материалов*.

Для увеличения эффективности коллекторов можно использовать концентраторы, увеличивающие плотность лучистого потока. Различают рефракторные и рефлекторные концентраторы.

К классу *рефракторных* концентраторов относятся выпуклые линзы, линзы Френеля и призмы. Наиболее простые концентраторы имеют вид трехгранной призмы, передняя грань которой является приемником, задняя — отражателем, а боковая — выходом излучения. Принцип работы такого концентратора состоит в полном внутреннем отражении лучей до попадания на боковую грань.

Рефлекторные отражатели представляют собой зеркала, поверхность которых образована вращением или перемещением кривой относительно оси. В системах солнечного теплоснабжения используют плоские или параболоцилиндрические отражатели — фоклины.

Важный элемент активной системы солнечного теплоснабжения — *аккумулятор теплоты*. Необходимость аккумулирования энергии объясняется несоответствием между графиками нагрузки теплоснабжения и периодичностью поступления солнечной радиации на протяжении дня, месяца, года.

Аккумулирование теплоты возможно на основе использования теплоемкости вещества без изменения агрегатного состояния (теплоемкостные аккумуляторы): воды, водных растворов солей, камней, земли. Другая группа аккумуляторов основывается на использовании накопленной теплоты фазового перехода: гидратов неорганических солей, парафинов.

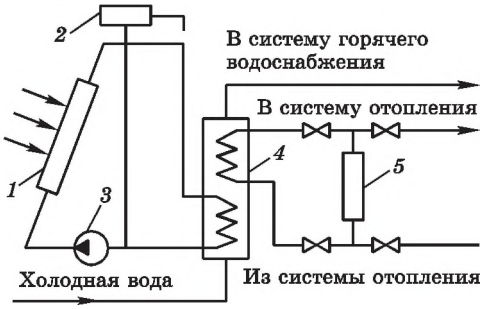


Рис. 32.4. Принципиальная схема солнечного теплоснабжения:

1 — солнечный нагреватель; *2* — расширительный бак; *3* — циркуляционный насос; *4* — бак-аккумулятор; *5* — отопительный котел

Принципиальная двухконтурная схема солнечного теплоснабжения показана на рис. 32.4.

Примером системы солнечного теплоснабжения жилого дома может служить схема, показанная на рис. 32.5. Она состоит из трех контуров: теплоприемного с системой циркуляции; отопления; горячего водоснабжения.

В состав первого контура входят солнечные водонагреватели, змеевик-теплообменник, бак-аккумулятор, циркуляционный насос и теплообменник типа «труба в трубе» для работы в летнее время в режиме естественной циркуляции. Кроме того, имеется система трубопроводов, соединяющих все элементы, арматура и контрольно-измерительные устройства.

Контур отопления состоит с двух последовательно соединенных элементов: отопительных панелей с перепадом температуры воды

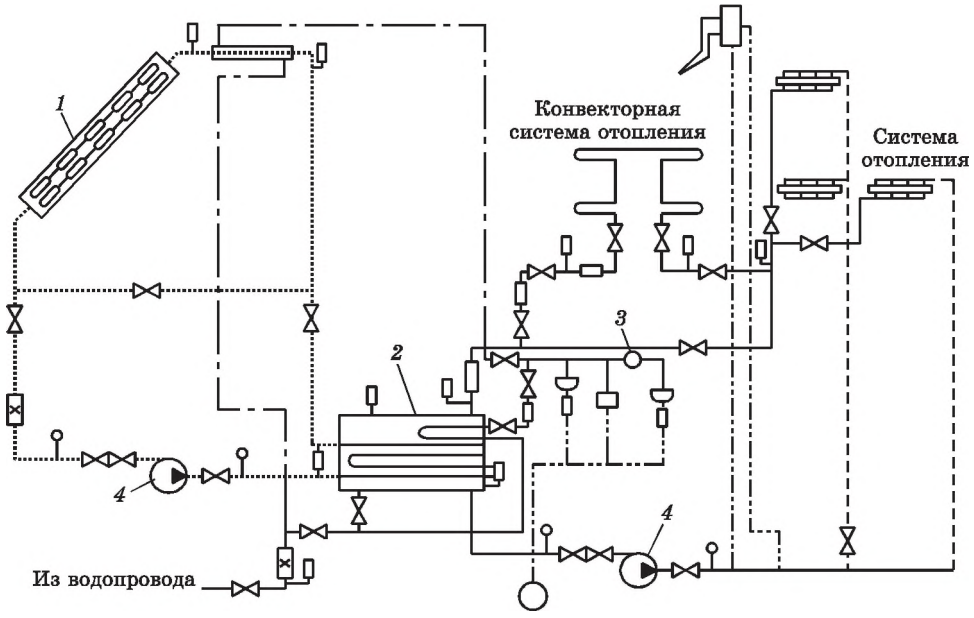


Рис. 32.5. Принципиальная схема системы теплоснабжения жилого дома:

1 — коллектор; *2* — бак нагретой воды; *3* — электронагреватель; *4* — циркуляционный насос

45...35 °С и конвекторов «Комфорт» с перепадом температуры воды 75...70 °С. Последние обеспечивают пиковые нагрузки системы отопления. Коллекторы размещают под окнами. В качестве дублера системы отопления служат электроводонагреватели мощностью 10 кВт.

В состав контура горячего водоснабжения входят теплообменник, встроенный в бак-аккумулятор, и электроводонагреватель, предназначенный для повышения температуры воды до требуемого значения, а также используемый для дублирования системы горячего водоснабжения.

В течение отопительного периода в первом контуре, соединенном с коллектором, в качестве теплоносителя используется 45%-й водный раствор этиленгликоля.

Необходимая температура воздуха в помещении дома поддерживается автоматически регулятором, влияющим на работу электронагревателя системы отопления. Летом система обеспечивает потребности в горячей воде от теплообменника типа «труба в трубе».

Солнечную энергию используют в холодильных установках. К таким системам относятся водоаммиачные абсорбционные холодильники (рис. 32.6).

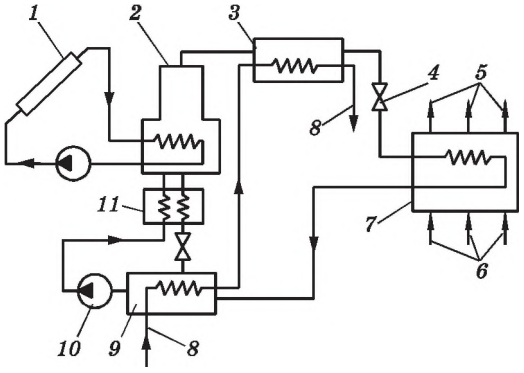


Рис. 32.6. Схема абсорбционной гелиосистемы для охлаждения воздуха:

1 — солнечный коллектор; *2* — генератор; *3* — конденсатор; *4* — вентиль; *5* — охлажденный воздух; *6* — наружный воздух; *7* — испаритель; *8* — охлаждающая вода; *9* — абсорбер; *10* — насос; *11* — теплообменник

В качестве хладоагента используют аммиак, абсорбента — воду. Нагретый в солнечном коллекторе теплоноситель при температуре около 80 °С поступает в генератор. Аммиак, выделяемый в генераторе, поступает в конденсатор, а затем через дроссельный вентиль — в испаритель. Из испарителя аммиак направляется в абсорбер, куда стекает слабый раствор аммиака из генератора. Из абсорбера крепкий раствор хладоагента (аммиак) насосом подается в генератор. Теплота, выделяемая в абсорбере и конденсаторе, отводится охлаждающей водой.

Фотоэлектрические преобразователи. Оборудование, которое базируется на полупроводниковых переходах, называют фотоэлементами. При использовании солнечного излучения их называют солнечными элементами (батареями). Эти устройства представляют собой источники электрической энергии, работающие от потока излучения.

По химическому составу различают простые (германий, кремний и пр.) и сложные ($CdGeP_2$, $ZnGeP_2$, $CdSiP_2$, $ZnSiP_2$) преобразователи.

Электропроводность полупроводника во многом зависит от наличия чужеродных примесей в кристаллической решетке. Различают акцепторную и донорную примесь. *Акцептор* — это дефект решетки, обусловленный атомом постороннего элемента в полупроводнике. В возбужденном состоянии этот атом способный захватить электрон из валентной зоны. *Донор* — дефект решетки, который при возбуждении способный отдать электрон в зону проводимости. Примесным является проводник, включающий донорные или акцепторные примеси, а собственным — который не включает таких примесей (рис. 32.7, *а*).

Отсутствие свободных электронов ведет к появлению позитивно заряженных носителей, называемых *дырками*, которые перемещаются через вещество как свободные носители. Полупроводники с примесью акцепторных атомов в качестве основных носителей имеют дырки и называются *полупроводниками p-типа*. Полупроводники с примесью донорных атомов имеют основными носителями электроны проводимости и называются *полупроводниками n-типа* (рис. 32.7, *б*).

И в первом, и во втором случаях в полупроводниках имеются также носители заряда противоположного знака, но их концентрация намного меньше, чем основных носителей. Их называют *неосновными носителями* (электроны для материала *p*-типа, дырки — для *n*-типа).

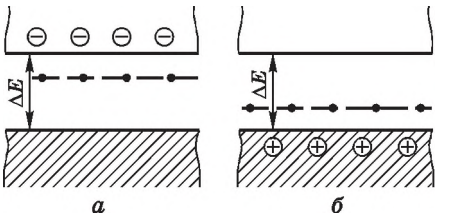


Рис. 32.7. Зонная схема полупроводника, который состоит из (*а*) донорной (*n*-типа) и (*б*) акцепторной (*p*-типа) примесей

Область, в которой электронная проводимость изменяется на дырочную, называют *электронно-дырочным,* или *p—n-переходом* (рис. 32.8).

Между валентной зоной и зоной проводимости существует энергетический барьер, который называется *запретной зоной* ΔE. Минимальная энергия, достаточна для перехода электрона из валентной зоны в зону проводимости, равняется ширине запретной зоны ΔE полупроводника.

Свободные носители появляются в материале при нагревании или освещении. Солнечное излучение характеризуется высокой плотностью потока фотонов и поэтому поглощение его полупроводниковыми материалами может резко увеличить скорость возникновения электронно-дырочных пар. Термическая генерация дополня-

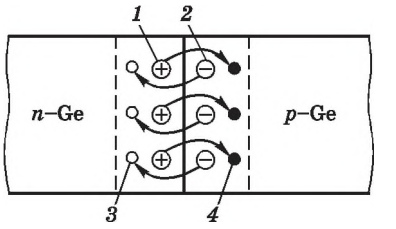


Рис. 32.8. Обедненный основными носителями тока слой на контакте *n—p*-областей:

1 — ионы доноров; *2* — ионы акцепторов; *3* — дырки; *4* — электроны

ется световой. Генерация носителей фотонами при освещении Солнцем полупроводника суммируется с присутствующей термической генерацией. Под влиянием световой и термической генерации заряды разделяют и возникает фото-ЭДС, которая обуславливает появление тока в замкнутой внешней цепи.

Существует оптимальная ширина запретной зоны, при которой поглощенное солнечное излучение максимально используется для генерации электроэнергии.

Промышленность выпускает в основном плоские пластинчатые кремниевые элементы. Кроме того, для солнечных элементов широко используются CaAs и CdS.

Соединение элементов, как правило, последовательное, но возможно и параллельное — в виде решетки. Достаточно перспективно использование тонкопленочных солнечных элементов. Тонкую пленку (порядка 10 мкм) полупроводникового материала (например, CdTe или CdS) можно нанести разными методами: испарением его в вакууме, химическим путем или путем катодной пульверизации. Схема тонкопленочного солнечного элемента на основе телурида кадмия (CdTe) изображена на рис. 32.9. Более перспективны тонкопленочные солнечные элементы на основе сульфида кадмия.

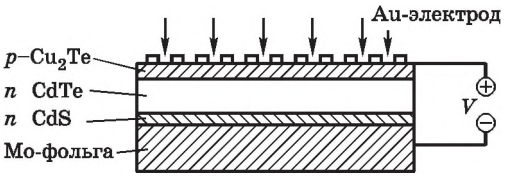


Рис. 32.9. Тонкопленочный элемент на основе теллурида кадмия (CdTe)

Совокупность электрически соединенных солнечных элементов создает солнечные батареи (СБ).

Основная характеристика СБ — коэффициент полезного действия, равный отношению максимальной мощности W_{max}, которую можно получить с единицы площади солнечных элементов батареи, к общей мощности светового потока излучения Ф, падающего на единицу ее поверхности:

$$\eta_{сб} = W_{max}/Ф. \qquad (32.3)$$

Автоматизация систем солнечного тепло- и хладоснабжения. Одна из существенных особенностей систем солнечного тепло- и хладоснабжения в том, что суточные и годовые потоки лучистой энергии Солнца не совпадают с требуемыми режимами потребления тепловой или электрической энергии. Из-за различия в режимах теплопоступления и теплопотребления солнечные системы необходимо оснащать аккумуляторами теплоты и дублирующим источником теплоты (котлом). Для регулирования систем теплоснабжения и удовлетворения требований потребителей солнечные установки оборудуют системой автоматизации их работы, которая позволяет повысить точность поддержания требуемых технологических параметров, получить дополнительную экономию энергетических ресурсов, снизить эксплуатационные расходы.

Минимизация тепловых потерь в системе солнечного теплоснабжения возможна при условии

$$\min \int_0^T \left[Q_{\text{п.солн}}(\tau) + Q_{\text{п.тр}}(\tau) + Q_{\text{п.а}}(\tau) + Q_{\text{п.пр}}(\tau) \right] d\tau, \qquad (32.4)$$

где T — временной промежуток работы системы (год, отопительный сезон, месяц, сутки); $Q_{\text{п.солн}}$ — потери солнечной энергии при улавливании солнечного излучения и ее рассеивание в окружающую среду в виде тепловой энергии; τ — момент времени; $Q_{\text{п.тр}}$ — потери полученной энергии при транспортировании в гелиосистеме; $Q_{\text{п.а}}$ — потери энергии в аккумуляторе; $Q_{\text{п.пр}}$ — потери тепловой энергии в прочих элементах системы солнечного теплоснабжения (в дублирующем агрегате, отопительных приборах и пр.).

Требуемые параметры теплоносителя поддерживают путем управления потокораспредлелением через солнечные коллекторы и тепловой аккумулятор, а также изменением режима работы дублирующего источника.

В системах автоматизации, как правило, используют датчики, преобразующие неэлектрические величины в электрические, так как последние легко измерить, усилить и передать на большие расстояния.

32.2.2. Энергия ветра

Ветер — один из первых ВИЭ, используемых человеком для своих нужд, например, для привода ветряных мельниц и насосов. Ветроэнергетика с ее современным техническим оснащением является вполне сложившимся направлением энергетики.

До первой мировой войны в России находилось в эксплуатации более 200 тысяч ветряных мельниц и ветряных насосов. Широко использовались ветроэнергетические установки в странах Европы, в США, Канаде, Австралии. В 70-х годах XIX века в США производилось 50...60 тысяч ветряков в год. Ветродвигатели мощностью в сотни киловатт были созданы в Великобритании, Франции, Германии. В 1941 году в США была сооружена ветроэнергетическая станция мощностью 1250 кВт.

С 1975 года вследствие энергетического кризиса стали вновь обращаться к ВИЭ, в том числе к использованию энергии ветра. Во многих странах (США, Дании, Нидерландах, Германии, Великобритании и других) организован серийный выпуск ветроэнергетических установок (ВЭУ). В штате Калифорния (США) в настоящее время установлено более 17 тысяч ВЭУ, в Дании — более 2000 ВЭУ.

Основные типы ветроэнергетических установок. Ветроустановки различают по принципу работы, конструктивному исполнению, быстроходности ветроколеса, мощности, назначению.

По *расположению оси вращения ветроколеса* относительно направления воздушного потока ВЭУ подразделяют на горизонтально-осевые и вертикально-осевые.

Ветроколесо ВЭУ с горизонтальной осью бывает крыльчатого или пропеллерного типа (рис. 32.10, *а*). В ветроэнергетических установках, как правило, используют двух- или трехлопастные колеса.

В зависимости *от частоты вращения ветроколеса* различают ветроустановки тихоходные и быстроходные. Тихоходные (многолопастные) чаще всего агрегируются с различными механическими устройствами (мельницами, поршневыми насосами и пр.). Быстроходные (с малым числом лопастей) предпочтительны для получения электроэнергии.

Ветроустановки с вертикальной осью вращения вследствие своего строения находятся в рабочем положении при любом направлении ветра (рис. 32.10, *б*). Недостатки таких ветроустановок: большая подверженность усталостным разрушениям из-за часто возникающих в них автоколебательных процессов; пульсация крутящего момента, что приводит к пульсациям выходных параметров генератора.

Ротор Савониуса отличается простотой и дешевизной. Его лопасти выполнены из тонких изогнутых листов прямоугольной формы (рис. 32.10, *б*). Вращающий момент создается вследствие различного сопротивления, которое испытывает воздушный поток со стороны вогнутой и выпуклой поверхностей лопастей ротора.

Ротор Дарье состоит из двух или трех тонких изогнутых несущих поверхностей, имеющих аэродинамический профиль. Вращающий

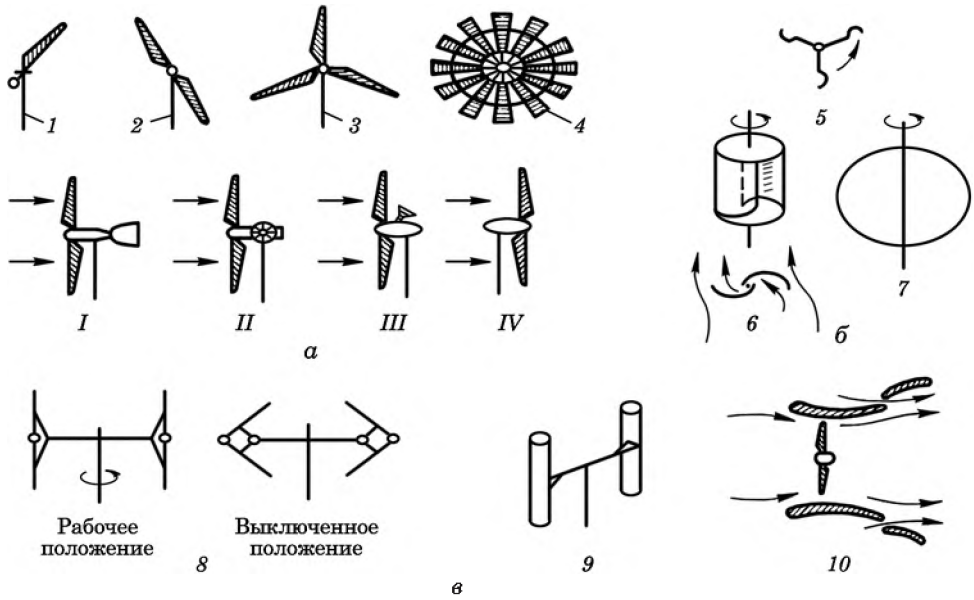


Рис. 32.10. Классификация ветроколес:

а — с горизонтальной осью; *I* — со стабилизатором; *II* — с дополнительным боковым колесом; *III* — с серводвигателем; *IV* — с самоорганизацией; *б* — с вертикальной осью; *в* — с концентраторами (усилителями) ветрового потока; *1* — однолопастное колесо; *2* — двухлопастное; *3* — трехлопастное; *4* — многолопастное; *5* — чашечный анемометр; *6* — ротор Савениуса; *7* — ротор Дарье; *8* — ротор Масгрува; *9* — ротор Эванса; *10* — усилитель потока

момент создается подъемной силой, вызванной набегающим воздушным потоком.

Ротор Масгрува состоит из лопастей, которые вращаются вокруг горизонтальной оси, а при сильных порывах ветра они складываются, что обеспечивает безопасность работы установки.

В роторе Эванса лопасти имеют аэродинамический профиль, создающий вращающий момент вокруг вертикальной оси.

Из всех ветроагрегатов с вертикальной осью в стране применяются чашечный ротор (анемометр) и ротор с вертикальными лопастями (ортогональные ветроагрегаты).

По *назначению* ветроустановки бывают специализированные, ветроэлектрические и универсальные.

Наиболее распространены ветроагрегаты с горизонтальной осью (рис. 32.11).

Основные элементы конструкции лопастных ВЭУ: ротор, при помощи которого под действием воздушного потока обеспечивается вращение соответствующих элементов ветроагрегата; опора, на которой монтируется ротор; система поворота и ориентации ротора на ветер; преобразователь энергии, с помощью которого механическая энергия ротора превращается в энергию других видов (электрическую, гидравлическую, тепловую).

Для установки ветроколеса на ветер, как правило, используют виндзор — многолопастное ветряное колесо, устанавливаемое на хвостовой части ротора. От виндзора через шестеренчатые передачи вращение передается головке ротора, которая поворачивается на ветер. При этом виндзор останавливается.

В машинном отделении ВЭУ установлено электромеханическое оборудование: электрический генератор; мультиплексор, с помощью которого частота вращения ветроколеса повышается до необходимой для вращения электрического генератора; муфта, связывающая выходной вал мультиплексора и вал электрического генератора; электрический или гидравлический привод угла установки лопаток; блоки системы автоматического регулирования; необходимое вспомогательное оборудование.

Для управления работой ветроколеса ветродвигатель оборудуют системой автоматического регулирования.

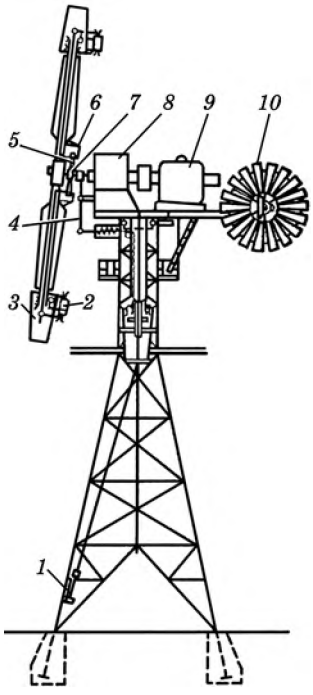


Рис. 32.11. Схемы ветродвигателя:

1 — ручная лебедка; *2* — стабилизатор; *3* — поворотная часть ротора; *4* — отвод к регулятору; *5* — трехплечевой груз; *6* — пружина регулирования; *7* — муфта кинетической связи; 8 — регулятор; 9 — генератор; *10* — виндзор

Основы теории теплоэнергетических установок. Скорость движения ветра различна для разных регионов. Для одного региона она может существенно изменяться в течение суток, сезона, года. Это обусловлено неравномерностью нагревания Солнцем земной поверхности, а также рельефом местности. Вращение Земли также влияет на процесс образования воздушных потоков.

Скорость воздуха изменяется по высоте. Вблизи поверхности Земли вследствие трения о неравномерности ландшафта поток воздуха тормозится из-за усиления турбулизации воздушного потока. Опытные исследования показывают, что на высоте до 10 м от поверхности Земли без особой погрешности скорость ветра можно принять постоянной.

При разработке теории ветроколеса принимают ряд допущений. Ветроколесо заменяют тонким проницаемым диском, а проходящие через него линии тока, обусловленные движением воздуха, считают неразрывными. В процессе взаимодействия с ветроколесом воздушный поток отдает ему часть энергии, в результате чего давление и импульс потока уменьшаются. Будем пренебрегать возмущениями и вызванными ими вихревыми течениями в процессе взаимодействия потока с колесом. Принятые допущения существенно не изменяют реальную картину течения, но значительно упрощают расчет процессов, протекающих при вращении ветроколеса.

Кинетическая энергия воздушного потока перед ветроколесом

$$E_B = mv^2/2, \tag{32.4}$$

где m, v — масса и скорость движущегося воздушного потока.

Учитывая, что

$$m = \rho V = \rho v A, \tag{32.5}$$

где ρ — плотность воздуха; V — объем воздуха, проходящего за секунду через сечение A ветроколеса, получим

$$E_B = \rho v^3 A/2. \tag{32.6}$$

Следовательно, энергия ветра пропорциональна кубу его скорости и поперечному сечению колеса.

Сила действия ветра на лопасти ветродвигателя

$$F = C_x A v^2 \rho/2, \tag{32.7}$$

где C_x — аэродинамический коэффициент, определяемый из графика (рис. 32.12).

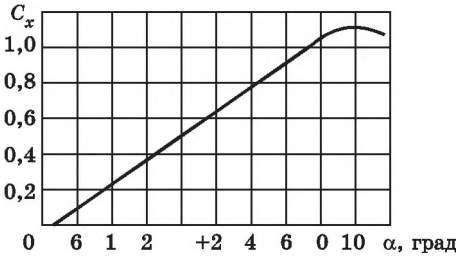


Рис. 32.12. Зависимость аэродинамического коэффициента C_x от угла атаки α

Обозначим через u скорость вращения лопасти ветроколеса. Очевидно, что с учетом перемещения лопасти набегающая скорость ветра будет $v - u$. В таком случае

$$F_x = C_x \frac{A\rho}{2}(v-u)^2. \tag{32.8}$$

Мощность ветродвигателя

$$W = F_x u = C_x \frac{A\rho}{2}(v-u)^2 u. \qquad (32.9)$$

Коэффициент использования энергии ветра определяется отношением работы, выполняемой ветроколесом площади A, к энергии потока ветра $A\rho u^3/2$ того же сечения, что и ветроколесо, т.е.

$$\xi = \frac{C_x \frac{A\rho}{2}(v-u)^2 u}{A\rho v^3/2} = C_x\left(1-\frac{u}{v}\right)^2 \frac{u}{v}. \qquad (32.10)$$

Тогда мощность ветродвигателя

$$W = \frac{\rho A u^3}{2}\xi. \qquad (32.11)$$

Значение ξ колеблется в переделах 0,3...0,5.

Для параметров окружающей среды $t_0 = 0^\circ C$ и $p_0 = 1{,}013 \cdot 10^5$ Па мощность ветродвигателя, кВт,

$$W = 0{,}5074 D^2 v^3 \xi \cdot 10^3, \qquad (32.12)$$

где D — диаметра ветроколеса, м.

При других значениях температуры t и давления p уравнение для определения мощности имеет вид

$$W_x = W \frac{273p}{p_0(273+t)}. \qquad (32.13)$$

Одной из важных характеристик ветроагрегата является коэффициент быстроходности Z, равный отношению скорости движения конца лопасти ветроколеса к скорости ветра

$$Z = R\omega/v, \qquad (32.14)$$

где R — радиус ветроколеса; ω — угловая скорость, рад/с.

Относительные значения крутящих моментов ветроколеса определяются из выражения

$$\overline{M} = \frac{2M}{\pi R \rho v^2}. \qquad (32.15)$$

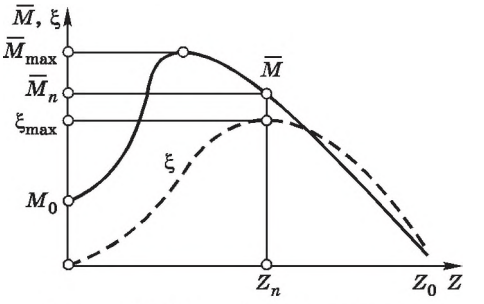


Рис. 32.13. Аэродинамическая характеристика ветроколеса

Примерный график зависимости относительного значения крутящего момента и коэффициента использования ветра ξ от коэффициента быстроходности Z показан на рис. 32.13. Максимального значения $\overline{M}$ можно достигнуть при $\xi = 0{,}59$. Это значение называется *критерием Бетца* и справедливо для любой энергетической установки (например, винта судна или самолета), обтекаемой потоком жидкости или газа. Зависимости $\overline{M}$ и ξ от пара-

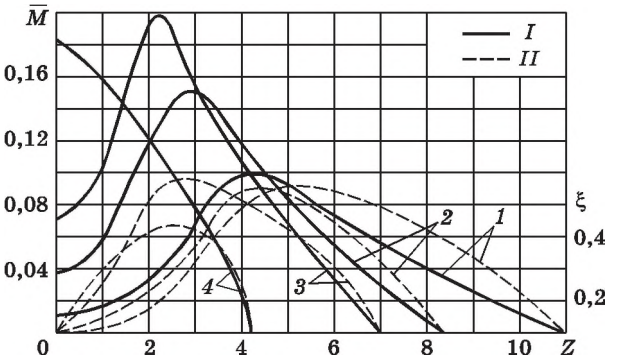


Рис. 32.14. Характеристики ветроколес различной быстроходности:

I — $M(Z)$; *II* — $\xi(Z)$; цифры на графиках обозначают число лопастей

метра Z для различных типов ветродвигателей представлены на рис. 32.14.

Рассмотрим основные энергетические показатели ветроустановок.

Удельная расчетная мощность ветроагрегата, кВт/м^2,

$$P_{уд} = 0{,}615 \cdot 10^{-3} v^3 \xi \eta_{ВЭУ}, \qquad (32.16)$$

где $\eta_{ВЭУ}$ — коэффициент полезного действия ВЭУ:

$$\eta_{ВЭУ} = \eta_р \eta_г;$$

$\eta_р$, $\eta_г$ — КПД соответственно редуктора и генератора.

Удельная вырабатываемая энергия, кВт · ч/м^2,

$$W_{уд} = \int_{v_{min}}^{v_{max}} P_{уд} T dv, \qquad (32.17)$$

где T — время работы ВЭУ при изменяющихся скоростях ветра в течение определенного времени.

Эффективность использования ветроустановок определяется рядом показателей.

Коэффициент использования установленной мощности, равный отношению фактически выработанной энергии за определенный период к возможной в предположении, что за данный период времени ВЭУ работает с установленной мощностью:

$$K_у = W/(P_н T), \qquad (32.18)$$

где $P_н$ — номинальная мощность ветроустановки. Значения коэффициента использования установленной мощности в зависимости от среднегодовой скорости ветра и от рабочей (расчетной) скорости ветра приведены в табл. 32.1.

Коэффициент использования установленной мощности Таблица 32.1.

Среднегодовая скорость ветра для данного региона, м/с	Рабочая скорость ветра, м/с									
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
2,5	0,06	0,15	0,17	—	—	—	—	—	—	—
4,3	0,07	0,16	0,30	0,44	0,63	0,75	0,83	0,90		
8,1	0,08	0,17	0,33	0,44	0,63	0,75	0,83	0,90	0,95	0,99

Коэффициент использования вырабатываемой энергии показывает долю энергии, используемой потребителем:

$$K_{\text{эн}\,i} = W_{\text{пол}\,i} / W_i, \qquad (32.19)$$

где $W_{\text{пол}\,i}$ — полезно используемая энергия в i-м месяце.

Коэффициент обеспеченности потребителя равен доле требуемой энергии, получаемой от ВЭУ:

$$K_{\text{об}\,i} = W_{\text{пол}\,i} / W_{\text{т}i}, \qquad (32.20)$$

где $W_{\text{т}i}$ — требуемая энергия в i-м месяце.

Коэффициент обеспеченности потребителя равен коэффициенту замещения требуемой энергии, указывающему на то, какая часть необходимой энергии может быть заменена другим источником.

При определении мощности ветроэнергетической установки необходимо знать продолжительность периода безветрия $\tau_{\text{б}}$, следующего за периодом с ветрами $\tau_{\text{в}}$; находят его из отношения

$$\overline{\tau} = \tau_{\text{б}} / \tau_{\text{в}}. \qquad (32.21)$$

Схемы подключения ветроустановок к потребителям. Способы подключения ВЭУ к потребителям зависят от степени управления генератором напряжения, мощности установки. При минимальном управлении генератором напряжение на выходе будет нестабильным. В таких случаях выработанную электроэнергию можно использовать непосредственно в нагревательных элементах, а также в выпрямителях тока (рис. 32.15, *а*). Относительно небольшие потребности в электроэнергии можно удовлетворить, используя аккумуляторные батареи.

Схема управления лопастями ветроколеса с целью стабилизации частоты его вращения показана на рисунке 32.15, *б*. Недостаток этого метода — невысокая надежность устройства. Кроме того, отмечены большие потери энергии ветрового потока.

Более эффективен способ электрического управления, при котором постоянство частоты вращение ветроколеса и генератора обеспечивается изменением электрической нагрузки на выходе генератора (рис. 32.15, *в*).

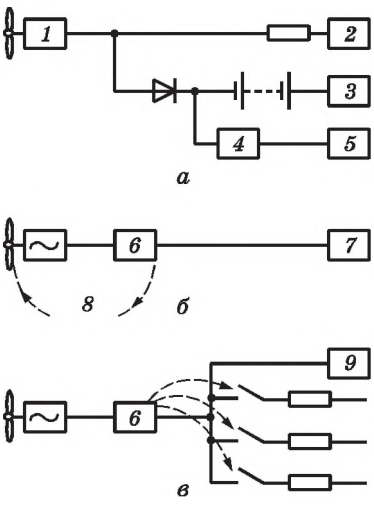


Рис. 32.15. Возможные схемы согласования ветроустановки с потребителями:

1 — нестабилизированное напряжение или частота; *2* — нагревательный элемент; *3* — аккумуляторные батареи; *4* — преобразователь постоянного напряжения в переменное; *5* — стабилизированное напряжение и частота; *6* — регулятор; *7* — стабилизированный постоянный ток; *8* — обратная связь; *9* — приоритетная нагрузка

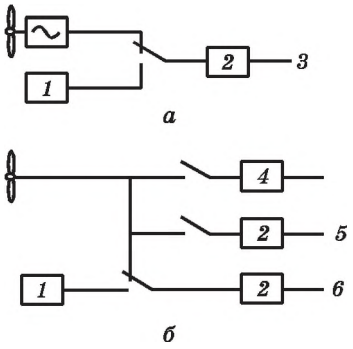


Рис. 32.16. Одноканальная (*а*) и многоканальная (*б*) схемы согласования ветродизельной энергоустановки с потребителями:

1 — дизельный электрогенератор; *2* — счетчик; *3* — единая стоимость электроэнергии; *4* — накопитель энергии; *5* — дешевая электроэнергии; *6* — дорогая электроэнергия

Автономные ветроэлектрические установки обычно комплектуют с дизельной электростанцией, которая включается в безветрие. Дизельный генератор может работать параллельно с ветрогенератором при слабом ветре (рис. 32.16, *а*).

Максимально полное использование электроэнергии достигается при схеме, приведенной на рисунке 32.16, *б*. В период безветрия потребители снабжаются энергией, вырабатываемой дизельной электростанцией. Такая многоканальная схема экономически наиболее выгодна.

Распространенный случай работы ветрогенератора — это когда энергия ВЭУ используется непосредственно, а ее излишки подаются в энергосистему. При слабом ветре и в безветрие потребители снабжаются электроэнергией от энергосистемы.

Для выполнения всех режимов работы в соответствии с приведенными схемами ветроэлектрическая установка должна быть оснащена соответствующей системой автоматического управления ветроагрегатом (САУВ). В общем случае САУВ включает две взаимосвязанные подсистемы: автоматического управления и контроля механическими параметрами (СУМ) и автоматического управления и контроля электромагнитными параметрами (СУЭ). Они должны функционировать вместе, обеспечивая автоматическое поддержание режимы работы ВЭУ.

32.2.3. Геотермальная энергия

Геотермальные ресурсы — это часть тепловой энергии твердой, жидкой и газообразной фаз земной коры, которую можно эффективно извлечь из земли и использовать для теплоснабжения потребителей или на производство электроэнергии.

Большая часть термальных вод — это жесткие (с жесткостью 2,8...11,7 мг экв/л и более) и высокоминерализованные (с содержанием солей от 1...35 г/л и выше и температурой от 30...90 °С) воды, отвечающие требованиям к теплофикационным водам. Использовать термальные воды в традиционных системах теплоснабжения очень часто невозможно. Существует также проблема сброса использованной воды, поскольку, во-первых, ее температура относительно высокая (может доходить до 60...70 °С) и, во-вторых, в ней могут содержаться вредные вещества (фенолы).

Геотермальную энергию широко применяют для обогрева жилых помещений и теплиц, в промышленных объектах и для лечебных

целей. Во всех этих случаях на поверхность земли самостоятельно или через пробуренные скважины поступает горячая вода или пар.

Все источники геотермальной энергии можно разделить на гидро- и петротермальные. Гидротермальные источники, в свою очередь, делят на водяные, пароводяные и паровые.

Водяные геотермальные источники находятся на разной глубине. Одно из основных условий их существования — наличие непроникающего для воды слоя горных пород, которые передают тепло от мантии к формации, содержащей в большом количестве воду. Находясь под давлением, превышающем атмосферное, вода может нагреваться до температуры выше 100 °С и выходить на поверхность в виде пароводяной смеси.

Температура воды или пара во всех геотермальных источниках зависит от их расстояния до мантии земли. Термальные воды с температурой, необходимой для энергетического использования, встречаются на глубинах 2...6 км.

Петротермальные источники размещены в районах земной коры, где нет воды. При температурном градиенте 20...40 °С на 1 км в толще земли на глубине более 3 км достигаются температуры, достаточные для подогревания воды или получения пара.

Характеристики геотермальных источников. На каждые 100 м глубины температура источника увеличивается на 3 °С. Важная характеристика геотермальных источников — полная полезная тепловая мощность источника теплоты.

В естественных водоносных пластах, залегающих на значительной глубине, источник теплоты находится посреди слоя воды. Часть слоя занята порами, заполненными водой (P'), другая часть — скальной породой с плотностью $\rho_п$. Допустим, что толщина водоносного слоя h намного меньше глубины его залегания z_2 и что температура всей массы жидкости T_2. Минимальная полезная температура равна T_1.

Характеристики источника теплоты определяют так:

$$T_2 = T_0 + \frac{dT}{dz} z; \tag{32.22}$$

$$\frac{Q_в}{A} = \left[P' \rho_в c_в + (1 - P') \rho_п c_п \right] h \left(T_2 - T_1 \right), \tag{32.23}$$

где $\rho_в$, $c_в$ — плотность и теплоемкость воды; $c_п$ — теплоемкость породы.

Пористость P' задают для рассматриваемого участка породы.

Схемы геотермальных систем теплоснабжения. Термальную воду используют для отопления по одной из следующих принципиальных схем:

— воду из скважин подают в отопительные устройства;

— воду предварительно обрабатывают;

— вода, циркулирующая в системе отопления или горячего водоснабжения, благодаря двухконтурной системе нагревается водой в промежуточном теплообменнике.

Одноконтурная система может быть использована только для слабоминерализованных вод.

Для того чтобы термальная вода отвечала условиям теплофикационной воды, ее подготавливают по второй схеме.

Предпочтение отдают третьей схеме теплоснабжения объектов от термальных вод. В качестве промежуточных используют раздельные пластинчатые теплообменники.

Для решения проблемы отопления и горячего водоснабжения жилых и производственных зданий термальными водами пользуются следующими рекомендациями.

При наличии значительных ресурсов геотермальных источников, размещенных вблизи потребителей с ограниченной нагрузкой, наиболее целесообразна схема с параллельной подачей геотермальной воды на отопление и горячее водоснабжение. В районах с ограниченными ресурсами геотермальных вод и значительными нагрузками потребителей преимущество отдают схеме с последовательной подачей геотермальной воды на отопление и горячее водоснабжение.

Если необходимость в теплоте превышает тепловой потенциал эксплуатационных ресурсов геотермальной воды, то рекомендуются схемы с параллельной или последовательной подачей ее на отопление и горячее водоснабжение с пиковым догревом. В качестве примера приведена схема с параллельным (рис. 32.17, *а*) и последовательным (рис. 32.17, *б*) догревом геотермальной воды.

Схема двухтрубной геотермальной системы отопления и горячего водоснабжения показана на рисунке 32.18.

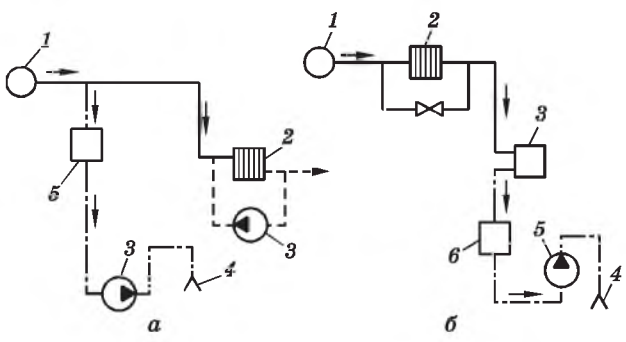


Рис. 32.17. Схема подачи геотермальной воды на отопление и горячее водоснабжение:

а — параллельная: *1* — скважина; *2* — система отопления; *3* — насосы; *4* — система горячего водоснабжения; *5* — бак-аккумулятор; *б* — последовательная: *1* — скважина; *2* — система отопления; *3* — устройство пикового догрева; *4* — система горячего водоснабжения; *5* — насос; *6* — бак горячей воды

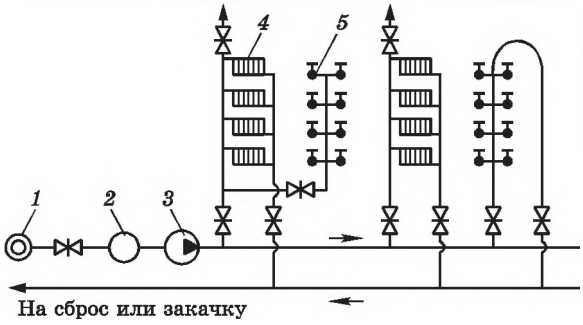


Рис. 32.18. Открытая двухтрубная геотермальная система теплоснабжения:

1 — геотермальная скважина; *2* — бак-аккумулятор; *3* — сетевой насос; *4* — отопительные приборы; *5* — водоразборные краны

Более удобна для эксплуатации система геотермального теплоснабжения (рис. 32.19), предусматривающая наличие центрального теплового пункта геотермальной установки (ЦТПГ). В этом случае теплопотребитель снабжается химически обработанной водой, что повышает сроки эксплуатации систем теплоснабжения.

Если необходимо повысить температуру теплоносителя, то в схему подключают тепловые насосы или пиковый подогреватель. Одна из возможных схем геотермального теплоснабжения с применением тепловых насосов и котла показана на рисунке 32.20.

Наиболее эффективна система, использующая две геотермальные скважины различного назначения (дуплетная система), одна из которых служит для добычи геотермальной воды, а другая — для возвращения ее в коллектор (слой воды). Это, с одной стороны, удлиняет срок эксплуатации скважины, с другой — предотвращает загрязнение почвы минереализованной водой.

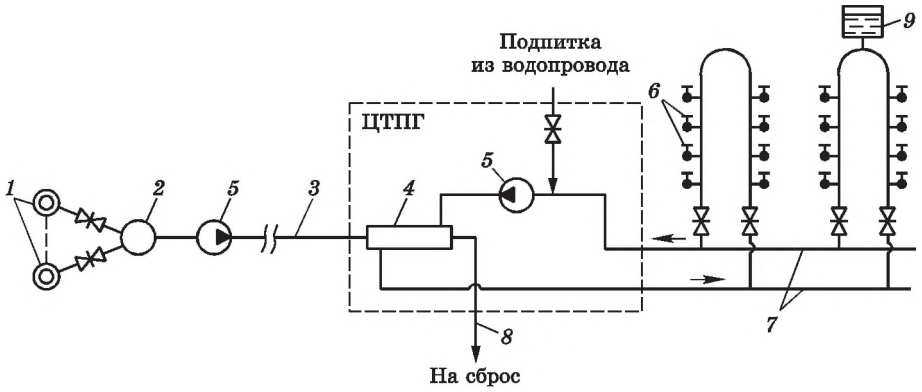
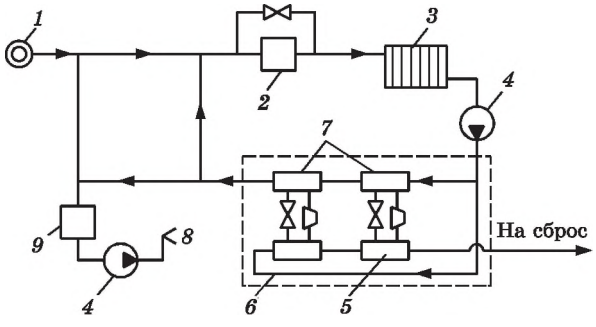


Рис. 32.19. Однотрубная закрытая геотермальная система горячего водоснабжения:

1 — геотермальные скважины термоводозабора; *2* — сборный бак-аккумулятор; *3* — однотрубная транзитная теплотрасса; *4* — сетевой теплообменник; *5* — сетевые насосы; *6* — водоразборные краны; *7* — двухтрубная распределительная теплосеть; *8* — сбросная теплосеть; *9* — распределительный бак

Рис. 32.20. Принципиальная схема системы геотермального теплоснабжения с применением пикового догрева и теплового насоса:

1 — скважина; *2* — пиковая котельная; *3* — система отопления; *4* — насосы; *5* — испарители; *6* — теплонасосная установка; *7* — конденсаторы; *8* — система горячего водоснабжения; *9* — бак-аккумулятор



Для теплоснабжения теплиц существуют следующие способы использования геотермальной воды:

— с непосредственной подачей в систему отопления (рис. 32.21, *а*);

— с непосредственной подачей и предварительной водоподготовкой;

— с непосредственной подачей и догревом в водогрейных котлах или теплообменниках (рис. 32.21, *б*);

— с подачей по независимой схеме и использованием промежуточных теплообменников поверхностного, контактного и контактно-поверхностного типов (рис. 32.21, *в*).

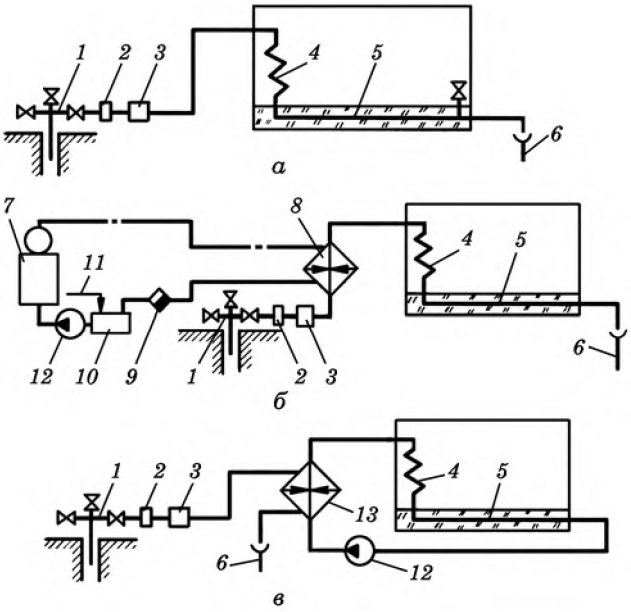


Рис. 32.21. Схемы теплоснабжения теплиц с использованием геотермальных вод:

а — непосредственно; *б* — то же с пиковым догревом; *в* — независимая схема с поверхностным теплообменником; *1* — геотермальная скважина; *2* — грязевик; *3* — дегазатор, *4* — система отопления шатра теплицы; *5* — система подогрвания почвы; *6* — сброс отработанной воды; *7* — паровой котел; *8* — пароводяной теплообменник; *9* — конденсатоотводчик; *10* — конденсатный бак; *11* — подпитка; *12* — насос; *13* — водо-водяной теплообменник

32.2.4. Биоэнергетические установки

Использование методов биологической конверсии органических отходов для получения газообразного или жидкого топлива в настоящее время является весьма перспективным. Это позволяет решить не только энергетическую проблему, но также экономическую и экологическую, поэтому привлекает внимание специалистов-экологов, энергетиков, экономистов, биотехнологов. Биоконверсия весьма существенна для сельского хозяйства, где имеется большое количество органических отходов. Перспективным сырьем в биоэнергетике являются также отходы пищевой, микробиологической, лесоперерабатывающей промышленности, сточные воды коммунального хозяйства.

Под термином биомасса (БМ) обычно понимают углеродсодержащие органические вещества растительного и животного происхождения (древесина, солома, навоз и т. п.). Часто к понятию БМ относят и органическую часть твердых городских отходов. Биомасса является четвертым по значению топливом в мире, которое эквивалентно

1250 млн т у.т. и составляет около 15 % первичных энергоносителей в мире (в развивающихся странах — до 38 %).

Растительная биомасса на суше Земли равна $2{,}4 \cdot 10^{12}$ т. В морях и океанах ежегодно образуется $0{,}6 \cdot 10^{12}$ т растительной массы. По данным ООН, от разных злаковых растений, выращиваемых на нашей планете, ежегодно образуется 1700 млн т соломы, большая часть которой не используется. Переработка 100 млн т соломы может дать 20 млрд м^3 биогаза либо 50 млн м^3 этанола. Не используется большей частью 120 млн т отходов после обработки сахарного тростника. Аналогичная картина с листьями сахарной свеклы, со стеблями хлопчатника, рисовой соломы и пр.

На практике для получения энергии используются следующие методы переработки биомассы:

— *прямое сжигание* для непосредственного получения теплоты;

— *пиролиз* (сухая перегонка), направленный на получение газообразного топлива (преимущественно водорода и CO, генераторный газ имеет теплоту сгорания в пределах 4-8 МДж/м^3);

— *спиртовая ферментиция* для получения этилового спирта (этанол) из биомассы;

— *анаэробное сбраживание*, являющееся наиболее перспективным средством получения топлива из органической массы. В результате действия анаэробных бактерий из биомассы получают биогаз, состоящий в основном из метана (50-80 %) и двуокиси углерода (20-50 %) со следами сероводорода, аммиака и других веществ.

В сутки от экскрементов одного животного (птицы) можно получить количество биогаза, м^3:

— крупный рогатый скот (живая масса 500-600 кг) — 1,5;

— свинья (живая масса 80-100 кг) — 0,2;

— курица — 0,015.

Оценочные расчеты показывают, что в России из навоза при полной переработке биоконверсией можно получить около 70 млрд м^3 биогаза в год.

При оценке экономической эффективности следует учитывать, что биогазовая установка обеспечивает одновременно обеззараживание навоза и производство удобрений, потому является одновременно средством защиты окружающей среды. В таком случае биогазовые установки всегда будут иметь положительный экономический эффект.

Биогаз получают также из коммунальных (городских и поселков городского типа) сточных вод. Его выход составляет 0,001 м^3 на 1 м^3 сточных вод.

Газификация биомассы. Газификация представляет собой высокотемпературный процесс, при котором твердое топливо вступает в реакцию с ограниченным количеством воздуха или кислорода и превращается в основном в горючий газ. При воздушном дутье максимальные температуры процесса достигают 900...1100 °C. Наиболее простым и широко используемым окислителем является воздух. В газификаторе с воздушным дутьем обычно получают низкокалорийный газ с тепло-

той сгорания 3,0-5,6 МДж/м^3, а в газификаторе с кислородным дутьем — среднекалорийный газ с теплотой сгорания 7,5-13 МДж/м^3. Газификаторы имеют различную производительность с выходом от 0,03 до 84400 МДж/ч теплоты в топливном газе.

Газификаторы могут эксплуатироваться при атмосферном или более высоком давлении. С повышением давления производительность реактора увеличивается. Однако реакторы высокого давления должны иметь специальную конструкцию и систему подачи сырья и поэтому в настоящее время большинство реакторов, предназначенных для газификации биомассы, эксплуатируется при атмосферном давлении.

Газификация топлива осуществляется в предназначенных для этой цели аппаратах — газогенераторах, газификаторах, конвертерах и реакторах.

В России разработан ряд газогенераторов с тепловой мощностью 100, 200, 600, 300 кВт и более. Эти газогенераторы могут применяться в автономных установках для тепло- и электроснабжения потребителей.

Пиролиз биомассы. Это процесс термического разложения органических соединений без доступа кислорода, при относительно низких температурах (500...800 °С). Поскольку этот процесс — эндотермическая реакция, для ее протекания требуется внешний источник теплоты. Технология пиролиза дает возможность превращать твердую биомассу в газообразное, жидкое и твердое топлива, используемые для получения теплоты, электроэнергии и других целей. Минимальный выход жидких продуктов (пиротоплива) при переработке сухой древесной биомассы достигает 80 % от массы сухого сырья. При более высоких температурах (выше 650 °С) основным продуктом является газ.

Схема процесса пиролиза приведена на рис. 32.22. Один из эффективных способов обработки биомассы заключается в ее превращении в этанол, который может быть использован и как топливо, и как сырье для химической промышленности.

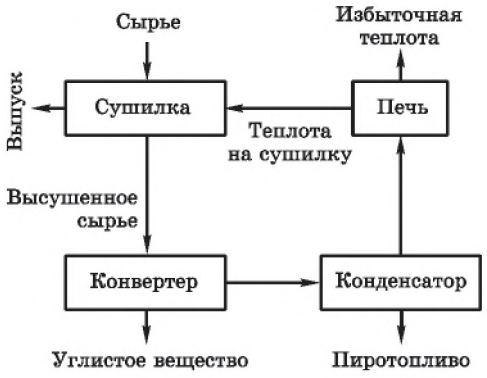


Рис. 32.22. Схема технологии пиролиза

Субстратом для производства этанола методом анаэробной ферментации может быть любая сельскохозяйственная культура с высоким содержанием крахмала или сахаров (кукуруза, картофель, сахарная свекла, зерно) или целлюлозные материалы (древесина, солома, бумага, отходы лесозаготовительной промышленности, навоз). Могут быть использованы отходы производства пищевых продуктов, в частности отходы сыроваренной промышленности.

Метановое сбраживание биомассы. Наиболее распространено анаэробное сбраживание биомассы с целью получения метана. За счет

применения биогаза в сельском хозяйстве, например, в Индии покрывается 20 % потребности в энергии, в Китае — 30 %. За счет биомассы можно обеспечить 6-10 % общей потребности в энергии промышленно развитых стран. Среди стран Европейского Союза наиболее эффективно используют биомассу в Португалии, Франции, Германии, Дании, Италии и Испании.

По данным комитета ЕЭС по освоению энергии биомассы, страны Западной Европы могут получить из городских, промышленных и сельскохозяйственных отходов 100-200 т у.т./год.

Метановое сбраживание представляет собой процесс разложения органических веществ до конечных продуктов (в основном метана и углекислого газа) в результате жизнедеятельности сложного комплекса микроорганизмов в анаэробных условиях.

Оптимальные условия жизнедеятельности бактерий определяются свойствами сырья, температурой питательной среды, pH среды, анаэробными условиями, эффективностью сбраживания, продолжительностью процесса сбраживания.

На выход биогаза немалое влияние имеет состав сырья, который зависит от вида животных и корма. В биогазовых установках могут перерабатываться субстраты с содержанием сухого вещества до 12 % при длине волокнистых или стеблевых элементов не более 30 мм.

Важным фактором, определяющим эффективность сбраживания, является pH. Большинство метанобразующих бактерий растут в среде с pH, близким к нейтральному (от 6,5 до 7,5). При снижении pH до 6,5 выход биогаза снижается.

Биогазовые установки состоят из камеры брожения (приняты также названия реактор, ферментатор, метантенк), нагревательного устройства (теплообменника), устройства для перемешивания и газгольдера.

Камеры брожения бывают надземные, полууглубленные и углубленные в грунт; цилиндрические, кубические, в виде параллелепипеда и более сложной конструкции; одно- и двухсекционные; устанавливают их вертикально, горизонтально, горизонтально-наклонно; изготовляют их из металла, пластмассы, железобетона. Схема углубленного односекционного метантенка приведена на рис. 32.23.

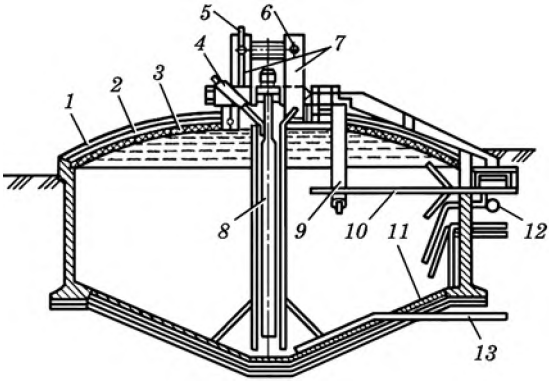


Рис. 32.23. Схема углубленного метантенка:

1 — мягкая кровля; *2* — кирпич; *3* — теплоизоляция; *4* — люк; *5*, *9* — трубы соответственно для выпуска газа в атмосферу и переливания; *6* — гидропровод для газового колпака; *7* — газовые колпаки; *8* — пропеллерная мешалка; *10*, *13* — трубопроводы соответственно для загрузки сырого осадка и для опорожнения метантенка; *11* — днище метантенка; *12* — паровой инжектор для подогревания метантенка

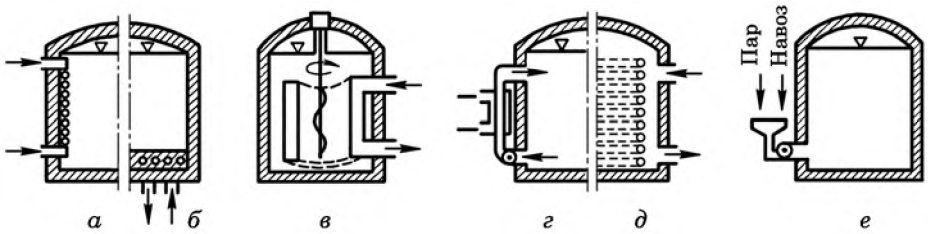


Рис. 32.24. Схемы нагревательных приборов

Нагревательные приборы применяют для поддержания необходимой для брожения температуры. Жидкий субстрат подогревают перед загрузкой или в камере брожения. В зависимости от степени изоляции камер и трубопроводов потребность в теплоте может достигать 30 % энергии, выделяемой биогазом. Теплообменники размещают разными способом: в стене камеры (рис. 32.24, *а*), в нижней части реактора (рис. 32.24, *б*), в цилиндрической рубашке шнека смесителя (рис. 32.24, *в*), по периметру камеры в виде змеевика (рис. 32.24, *д*). Применяют также метод подогревания субстрата с помощью пара (рис. 32.24, *е*).

Нагревательные приборы, как правило, совмещают с перемешивающими устройствами. Субстрат перемешивают механическими, гидравлическими и газовыми устройства.

Газгольдеры предназначены для сбора и хранения биогаза. Простейшие газгольдеры объединяют с метантенком (рис. 32.25, *а*). Удобный в эксплуатации и поэтому перспективный в сельском хозяйстве «мокрый» газгольдер низкого давления показан на рисунке 32.25, *б*. В «мокрых» газгольдерах колокольного типа давление газа невысокое (ниже 5 кПа).

Газгольдеры для сжиженого газа высокого давления (0,8-1,0 МПа) имеют сферическую форму (рис. 32.25, *в*). Их сооружают заглубленными.

Существуют конструкции биогазовой установки четырех видов: простейшие, без подведения теплоты и перемешивания сбраживаемого

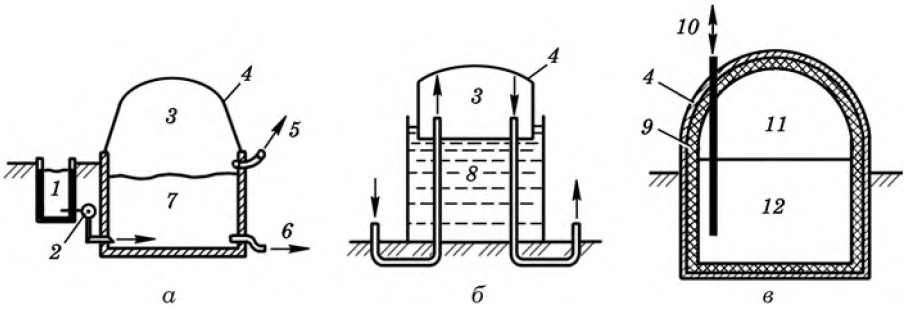


Рис. 32.25. Схемы газгольдеров:

1 — навозонакопитель; *2* — насос; *3* — биогаз; *4* — колпак; *5*, *6* — выпуски газа и шлама соответственно; *7* — сбраживаемой субстрат; *8* — вода; *9* — слой теплоизоляции; *10* — труба для заполнения и опорожнения газгольдера; *11* — воздух; *12* — сжиженный биогаз

субстрата; без подведения теплоты, но с перемешиванием субстрата; с предварительной подготовкой субстрата для сбраживания, подведением теплоты, перемешиванием, контролем и управлением анаэробным процессом.

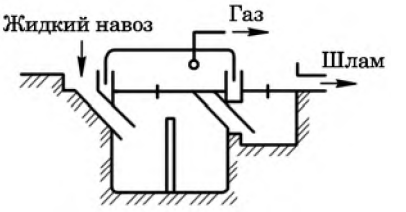


Рис. 32.26. Простейшая двухкамерная биогазовая установка

В простых, чаще всего небольших установках, сооружаемых собственными силами, емкость для газа размещают над бродильной камерой (рис. 32.26). В странах Восточной Азии распространены эластичные реакторы, имеющие форму пузыря. Их изготовляют из плотной прорезиненной или пластмассовой оболочки, усиленной прослойками из ткани. Оболочка углублена в полусферическую выемку в грунте (рис. 32.27).

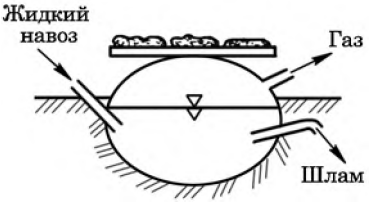


Рис. 32.27. Реактор с эластичной оболочкой

Один из вариантов биогазовой установки приведен на рис. 32.28.

Более универсальной является биоэнергетическая установка, схема которой представлена на рис. 32.29. Установка предусматривает наличие компрессора, благодаря чему можно накапливать биогаз независимо от его потребления. Кроме того, используются возобновляемые источники энергии (энергия солнца и энергия ветра), что повышает теплоэнергетические показатели биоэнергетической установки. Следует заметить, что имеется возможность выработки как тепловой, так и электрической энергии, что удобно в процессе эксплуатации, так как графики потребления указанных видов энергии могут не совпадать во времени.

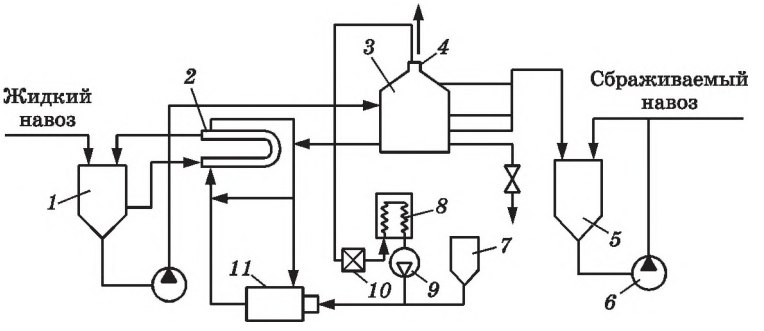


Рис. 32.28. Схема биогазовой установки для свинокомплекса на 24 тыс. голов:

1 — резервуар для смешивания и нагревания жидкого навоза; *2* — водонагреватель; *3* — метантенк; *4* — выход биогаза; *5* — отстойник сбраживаемого навоза; *6* — насос; *7* — бак жидкого топлива; *8* — газгольдер; *9* — компрессор; *10* — газовый счетчик; *11* — водонагревательный котел

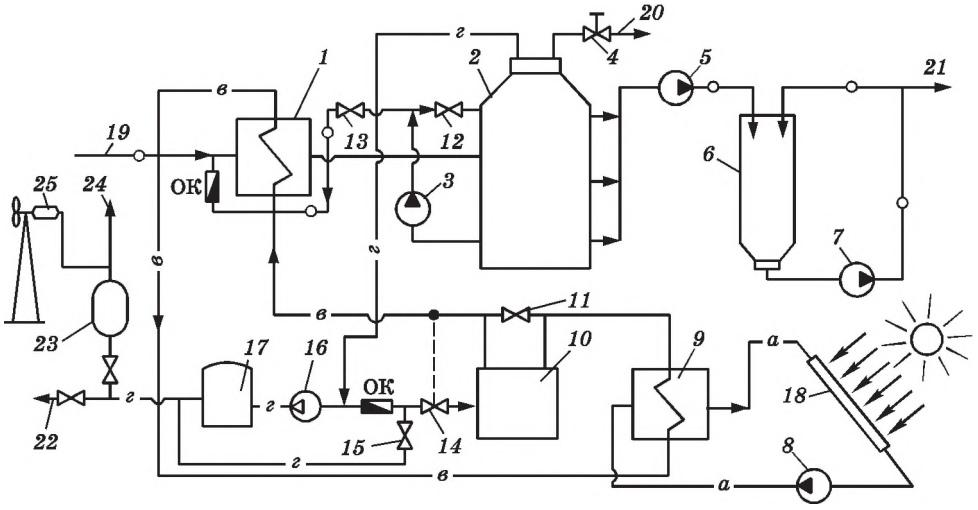


Рис. 32.29. Солнечно-биогазовая установка:

1, *9* — теплообменники; *2* — метантенк; *3*, *5*, *7*, *8* — насосы; *4* — предохранительный клапан; *6* — отстойник; *10* — котел; *11*, *12*, *13*, *15* — вентили; *14* — регулирующий клапан; *16* — компрессор; *17* — газгольдер; *18* — солнечный коллектор; *19* — подача навоза; *20* — в атмосферу; *21* — сброженный навоз; *22* — к потребителю биогаза; *23* — дизельная электростанция; *24* — электроэнергия к потребителю; *25* — ветродвигатель; *–о–* — трубопровод навоза; *–в–* — трубопровод теплоносителя; *–г–* — газопровод; *–а–* — трубопровод антифриза

Для определения эффективности работы биогазовых установок пользуются следующими показателями:

— максимальная производительность по выходу биогаза

$$\Psi_1 = \int P_б \, d\tau; \tag{32.24}$$

— максимальная производительность по выходу метана

$$\Psi_2 = \int P_м \, d\tau; \tag{32.25}$$

— максимальная производительность по выходу ила

$$\Psi_3 = \int P_и \, d\tau; \tag{32.26}$$

— энергетическая эффективность

$$\Psi_4 = \int (\Sigma E_{вых\,i} / \Sigma E_{вх\,j}) \, d\tau; \tag{32.27}$$

— максимальная прибыль от биоэнергетической установки

$$\Psi_5 = \int (\Sigma Ц_i P_i - \Sigma C_j X_j) \, d\tau, \tag{32.28}$$

где $P_б$, $P_м$, $P_и$ — объемы соответственно биогаза, метана, ила; $E_{вых\,i}$ — энергосодержание продукции; $E_{вх\,j}$ — суммарные затраты энергии на производство продукции; $Ц_i$ — цена продукции; C_j — стоимость j-го ресурса; X_j — объем j-го ресурса.

32.3. Аккумулирование теплоты

32.3.1. Общие сведения

Эффективным средством энергосбережения является аккумулирование энергии, особенно при развитии альтернативной энергетики на базе возобновляемых источников энергии.

Одна из причин, ограничивающих использование нетрадиционных источников энергии, заключается в нестабильности их работы. В особенности это относится к энергии солнечного излучения и к энергии ветра. Отсюда и нестабильность энергетических характеристик установок, использующих возобновляемые источники энергии. Поэтому надежные и эффективные системы аккумулирования энергии не только обеспечат стабильное энергоснабжение потребителей, но и повысят коэффициент использования энергии за счет накопления пиковой и низкопотенциальной энергии, которая не может быть использована потребителем без соответствующих ее превращений. Например, применение теплового аккумулятора (ТА) позволяет на 30...50 % повысить эффективность использования возобновляемых источников энергии.

Назначение аккумулятора, а именно обеспечение процессов накопления, хранения и выработки тепловой энергии в соответствии с требованиями потребителя, определяет как конструктивные особенности его, так и физические процессы, протекающие в теплоаккумулирующем материале.

В зависимости от способа технической реализации различают ТА с прямым аккумулированием теплоты, когда аккумулирующий материал является одновременно и теплоносителем, и ТА с косвенным аккумулированием, которое происходит при различных теплоаккумулирующих и теплопередающих средах. Применяются также системы, включающие оба типа аккумулирования теплоты.

Отношением реального и теоретического значений запасаемой энергии определяется эффективность теплового аккумулятора. Плотность запасаемой энергии, КПД процесса аккумулирования и принятый способ аккумулирования определяют объем и массу аккумулятора.

32.3.2. Типы аккумуляторов и их характеристики

Тепловые аккумуляторы с твердым теплоаккумулирующим материалом (ТАМ) — одни из самых распространенных в сельскохозяйственной энергетике. Различают аккумуляторы двух типов: с неподвижной или подвижной матрицами.

Первый тип имеет более простую конструкцию, но требует больших масс аккумулирующего материала.

В аккумуляторах с пористой матрицей в качестве ТАМ используют щебень, феолит (железная руда), остатки строительных материалов. Такие тепловые материалы широко применяют в системах теплоснабжения (пассивных или активных) с воздушным теплоносителем.

При зарядке горячий газ или воздух подается в верхнюю часть ТА и, охлаждаясь, опускается в нижнюю его часть. При разрядке холодный газ подается в нижнюю часть теплового аккумулятора, нагревается от ТАМ и выходит из верхней его части. Тепловые аккумуляторы с пористой матрицей проектируют и изготовляют с минимальным гидравлическим сопротивлением с тем, чтобы имел место свободно-конвективный перенос газа в аккумуляторе. При значительном сопротивлении среды аккумулятора для перемещения теплоносителя используют вентилятор.

Преимущества систем аккумулирования, основанных на использовании физической теплоты материалов, следующие:

— могут работать в широких пределах изменения температур;

— могут применятся как для кратковременного, так и для длительного аккумулирования;

— теплоаккумулирующие материалы, как правило, не дорогие;

— могут быть использованы природные и геологические формации.

В табл. 32.2 приведены технические характеристики ТАМ (при неизменном агрегатном состоянии).

Использование водоносных горизонтов для аккумулирования тепловой энергии имеет ряд преимуществ:

— подземные воды можно извлекать как на расстоянии нескольких сот метров от потребителя, так и рядом с ним;

— количество подземных вод в водоносных горизонтах обычно колеблется незначительно, уровень этих вод мало зависит от времени года;

— подземные воды имеют постоянную температуру;

— водоносные горизонты имеют естественное происхождение, поэтому дополнительные сооружения и связанные с этим расходы незначительны;

— тепловая энергия аккумулируется не только в воде, но и в самой породе, благодаря чему водоносный горизонт приобретает большую аккумулирующую способность, которая мало зависит от условий на поверхности.

Характеристики теплоаккумулирующих материалов Таблица 32.2.

Материал	Плотность аккумулированной тепловой энергии, МДж/м^3	Рекомендуемые значения температур, град. С
Вода	300-650	20...100 [p = 0,1 МПа, (1 атм)] 101...250 [p > 0,1 МПа, (1 атм)]
Пар	75-125	100...300
Бетон и камни	150-200	20...100
Дифенил	300-350	80...300
Al плавленый	250-550	660...700
Na плавленый	150-500	100...500
Кирпич (огнеупорный)	300-600	800...1200

Интенсивность и механизм процессов тепломассообмена при движении жидкости в подземных коллекторах зависит от формы и размеров частиц, образующих твердый скелет, его структуры, характера порового пространства, заполняемого жидкостью, а также от условий движения жидкости.

Жидкостные тепловые аккумуляторы все шире используют (особенно для бытовых целей) в схемах гелиоустановок вследствие простоты устройства и надежности работы. В диапазоне температур 0...100 °С вода является лучшим жидким теплоаккумулирующим материалом (ТАМ) как по комплексу теплофизических свойств, так и по экономическим показателям.

На практике применяют несколько конструктивных решений жидкостных тепловых аккумуляторов (рис. 32.30).

В двухконтурной схеме предусмотрено раздельное хранение горячего и холодного теплоаккумулирующих материалов (рис. 32.30, *а*). В процессе зарядки аккумулятора один корпус заполняется горячей водой, а другой в это время опорожняется. В процессе работы горячий теплоаккумулирующий материал подается потребителю и, отработав, направляется в корпус холодного ТАМ.

При использовании многокорпусного аккумулятора (рис. 32.30, *б*) можно более рационально использовать объем аккумулятора. В этой схеме имеется несколько корпусов с горячей жидкостью и один пустой — для холодного теплоносителя. При разрядке аккумулятора заполняется сначала этот корпус (называемый «холодным»), после чего заполняются горячие корпуса по мере их опорожнения.

Более рациональным в конструктивном отношении является вытеснительный жидкостный аккумулятор (рис. 32.30, *в*) с одним корпусом. В начале процесса он заполняется горячей теплоаккумулирующей жидкостью. При использовании теплового аккумулятора горячий ТАМ забирается из верхней части аккумулятора, а возвращающаяся от потребителя холодная жидкость подается в нижнюю часть аккумулятора.

На рис. 32.30, *г* показана схема теплового аккумулятора со скользящей температурой. В этой схеме теплообменник размещается в корпусе аккумулятора. В процессе зарядки тепловой аккумулятор при помощи теплообменника

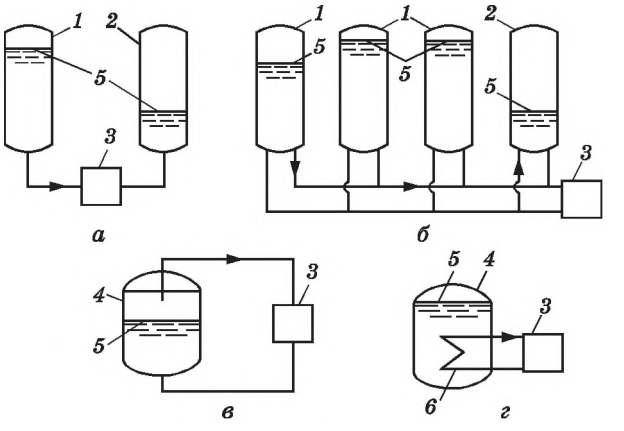


Рис. 32.30. Основные типы жидкостных аккумуляторов теплоты:

а — двухкорпусный; *б* — многокорпусный; *в* — вытеснительный; *г* — со скользящей температурой; *1* — горячий ТАМ; *2* — холодный ТАМ; *3* — потребитель; *4* — единый корпус; *5* — уровень жидкости; *6* — промежуточный теплоноситель

(либо электроэнергии) нагревается, а в процессе разрядки аккумулятора теплота отводится этим же теплообменником.

Термохимическое аккумулирование также перспективно. Такие ТАМ позволяют обеспечить высокую плотность аккумулирования энергии, а также работу аккумулятора в режиме теплового насоса или трансформатора.

Использование термохимических процессов для накопления и превращения теплоты основывается на принципе возникновения химического потенциала вследствие обратимой химической реакции в неравновесном состоянии. Работа термохимического аккумулирования основывается на получении пара при температуре T_1 на этапе зарядки и его конденсации при температуре T_2 на этапе разрядки.

Теоретически термохимический процесс аккумулирования обратим. В реальных условиях вследствие неизбежных потерь эффективность таких аккумуляторов снижается и действительная вырабатываемая температура T^* ниже зарядной T_1.

Основные требования к обратимым химическим реакциям, используемым для накопления теплоты: температура инверсии T^* должна соответствовать температуре процесса реакции; плотность энергии должна быть не менее 250 кДж/кг или 18 МДж/л; компоненты реакции должны быть неагрессивными к конструктивным материалам.

Хорошие энергетические показатели имеют реакции разложения карбоната кальция, сульфата железа, триоксида серы и их комбинации.

К термическим аккумуляторам относятся цеолиты, т.е. аллюминиево-силикатные гидраты щелочных или щелочноземельных материалов, принадлежащих к классу тектосиликатов. Цеолиты имеют кристаллическую структуру с трехмерной пористостью, что обеспечивает им хорошее поглощение газов и жидкостей. Аккумулирование или выделение энергии в цеолитах происходит в результате процессов десорбции-адсорбции воды из цеолита. Принцип аккумулирования теплоты на основе цеолита реализуется в виде теплового насоса или термотрансформатора.

Аккумулирование или выделение теплоты в цеолитовом тепловом аккумуляторе сопровождается изменением давления, отведением теплоты из конденсатора и подведением ее в испаритель. В качестве адсорбентов предпочтительно использовать оксиды алюминия в форме моногеля, активированный уголь, силикагель и алюмосиликаты на основе натрия и кальция.

Электрохимические преобразователи энергии весьма перспективны для аккумулирования, сбережения и передачи энергии потребителям. Эти системы эффективны при использовании нетрадиционных источников энергии.

Одним из основных преимуществ использования расплавленных нитратных смесей как электролитов наравне с индивидуальными нитратными расплавами является возможность значительно снизить рабочую температуру источника тока. Индивидуальные нитраты KNO_3, $NaNO_3$ и $LiNO_3$ плавятся при температурах 334, 307 и 252 °С соответ-

ственно, смесь K, Li/NO_3 эвтектического состава плавится при 132 °С, а смесь K, Na, Li/NO_3 — при 119 °С.

Поляризационные измерения показывают, что процесс каждого возобновления нитратоионов в расплавах K, Na, Li/NO_3, как и в расплавах индивидуальных нитратов, происходит с образованием нитрата и оксида, которые являются конечными продуктами катодного процесса. Катодный процесс можно активизировать введением в расплав таких кислот, как $K_2Cr_2O_7$ и KPO_3; заслуживает внимания также использование карбамида (КА) и ацетамида (АА).

В последние годы большое внимание уделяется гидроксидным расплавам. Исследования показали, что оптимальный состав электролита для термоэлектрохимического накопления энергии — эвтектическая смесь KOH+NaOH с рабочей температурой 200 °С. Такой состав обеспечивает высокие энергетические показатели при незначительной скорости коррозионного разрушения конструкционного материала.

Водород как аккумулятор энергии имеет то преимущество, что обладает высокими энергетическими характеристиками, удобен для транспортировки.

Отношение массы емкости для хранения к массе хранимого водорода: в стальных баллонах (20 МПа) — 124/70; жидкого водорода — 3,3/2; в виде гидратов — 3,1/15. Водород в газообразном виде хранится в баллонах, жидкий водород — в сосудах Дьюара.

Водород как источник тепловой энергии может использоваться в различных областях. Разработаны технические проекты на ряд систем аккумулирования установочной мощностью в пределах от 24 до 410 кВт. Системы аккумулирования могут быть объединены с энергосистемами, использующими возобновляемые источники энергии.

32.4. Теплонасосные установки

32.4.1. Общие сведения

Тепловой насос (ТН) — это комплекс взаимосвязанных элементов, в которых рабочее вещество осуществляет обратный термодинамический цикл. Такой способ переноса теплоты получил название *динамического отопления*. Тепловой насос является аналогом холодильной машины по процессам и по принципу действия.

Принцип работы теплового насоса предложил В. Томсон (в последствии — лорд Кельвин) в 1852 г. Он показал, что установка, работающая по принципу холодильной машины, может быть использована для целей отопления. Предложенный Томсоном тепловой насос, названный им умножителем теплоты, в качестве рабочего тела использует воздух окружающей среды. В последние десятилетия все большее внимание уделяется теплонасосным установкам, так как они позволяют наиболее рационально удовлетворить всевозрастающие потребности в теплоте или холоде за счет имеющихся источников теплоты и электроэнергии.

Теоретические основы теплонасосных установок изложены в разделе учебника «Техническая термодинамика».

Тепловые насосы можно квалифицировать по разным признакам:

— *по принципу действия* — парокомпрессорные, абсорбционные, адсорбционные и термоэлектрические;

— *по схеме применения* — моновалентные (только ТН) и бивалентные (ТН в сочетании с дополнительным источником теплоты);

— *по используемым источникам низкопотенциальной теплоты* (*ИНТ*) — наружный воздух, поверхностные воды (река, озеро, море), подземные воды; грунт, солнечная энергия, низкопотенциальная теплота искусственного происхождения (сбросные воды, вытяжной воздух систем вентиляции и пр.);

— *по сочетанию ИНТ с нагреваемой в ТН средой* — воздух-воздух, воздух-вода, грунт-воздух, грунт-вода, вода-воздух, вода-вода;

— *по источнику расходуемой энергии* — электроэнергия, топливо того или иного вида, вторичные энергетические ресурсы;

— *по области применения ТН* — на отопление, вентиляцию, кондиционирование воздуха, повышение эффективности энергетических установок.

Изложенная классификация может быть представлена в виде удобной для пользования таблицы (табл. 32.3).

Матрица принципиально возможных сочетаний элементарных частей для систем теплонасосных установок Таблица 32.3.

Вид энергии для привода компрессора	Источник теплоты	Режим работы	Источник дополнительной энергии	Теплоноситель	Система распределения теплоты
Электроэнергия	Воздух: наружный; циркулирующий; сбросной	Моновалентный	Отсутствует	Вода	Температура теплоносителя $> 55^{\circ}$
Газ, нефть	Вода: грунтовая; поверхностная; охлаждающая; сбросная; промышленные отходы	Бивалентный альтернативный	Топливо: мазут; сжиженный газ; уголь; природный газ	Воздух	Температура теплоносителя $< 55^{\circ}$
	Грунт	Бивалентный параллельный	Электроэнергия		
	Солнечная радиация		Централизованное теплоснабжение		

Теплонасосные установки в сочетании с электрогенератором могут обеспечивать потребителей электроэнергией, теплотой и холодом.

Выбор типа и схемы теплонасосной установки (ТНУ) зависит от структуры энергоносителей региона, системы и мощности систем тепло- и хладоснабжения, условий формирования приходной части энергетического баланса разрабатываемой установки.

Эффективность действия теплового насоса оценивается отношением

$$\varphi = q_1/l = \varepsilon_x + 1, \qquad (32.29)$$

где φ — коэффициент преобразования теплового насоса; q_1 — теплота, удаляемая из испарителя; l — затраченная в цикле работа; ε_x — холодильный коэффициент.

Из уравнения (32.29) следует, что коэффициент φ больше единицы. Его значение колеблется в пределах 2...7. Это указывает на эффективность применения тепловых насосов, которые, в частности, позволяют повысить эффективность использования низкопотенциальных возобновляемых и нетрадиционных источников энергии.

На рис. 32.31 показаны принципиальные схемы, в которых источниками энергии для тепловых насосов является низкопотенциальная теплота окружающей среды.

Принцип работы сорбционных тепловых насосов основан на последовательном осуществлении термохимических процессов поглощения (*сорбции*) рабочего агента (отдача теплоты) соответствующим сорбентом, а затем выделения (*десорбции*) рабочего агента (поглощение теплоты) из

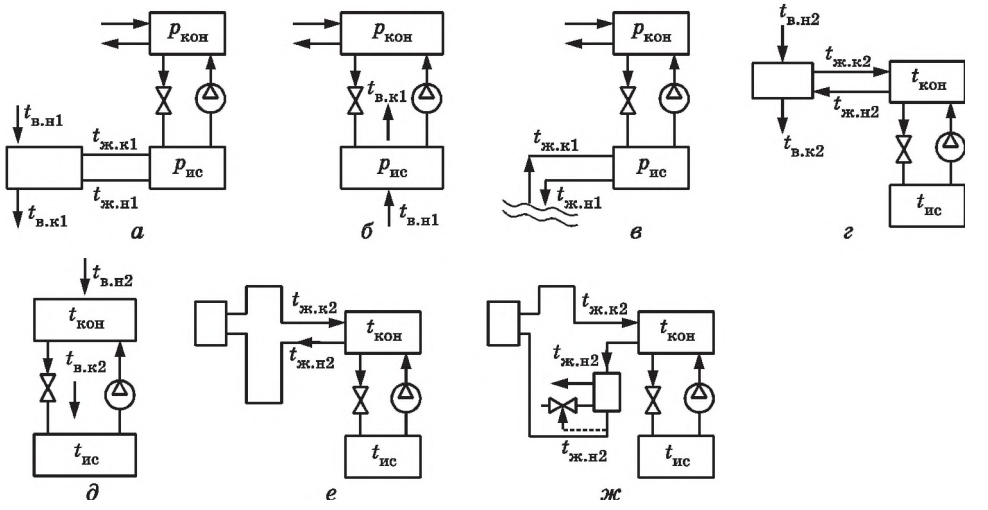


Рис. 32.31. Принципиальные системы отопления и вентиляции с тепловыми насосами:

а — утилизация теплоты удаляемого воздуха (с промежуточным контуром циркуляции); *б* — то же, но без промежуточного контура циркуляции; *в* — утилизация теплоты подземных, речных или морских вод; *г* — воздушное отопление с приточной вентиляцией; *д* — то же, без промежуточного контура циркуляции; *е* — водяное отопление; *ж* — то же, с дополнительным водоподогревателем

сорбента. Сорбционные установки подразделяют на абсорбционные (объемное поглощение) и адсорбционные (поверхностное поглощение).

Абсорбция (от *лат.* absorbeo — поглощаю) — процесс поглощения вещества из газовой смеси всем объемом жидкости (*абсорбентом*). Если концентрация газа в жидкости выше, чем в газовой смеси, он выделяется из раствора (*десорбция*).

Адсорбция (от *лат.* ad- на, при и sorbeo — поглощаю) — процесс, приводящий к высокой концентрации вещества (*адсорбента*) из газообразной или жидкой среды на поверхности ее раздела с жидкостью или твердым телом (адсорбентом). Адсорбция уменьшает поверхностную энергию. При равенстве скоростей адсорбции и десорбции имеет место *адсорбционное равновесие*. Процесс адсорбции сопровождается выделением теплоты, называемой *теплотой адсорбции*.

Абсорбционные тепловые насосы осуществляются с помощью системы совмещенных прямого и обратного циклов и поэтому для их работы необходимо располагать тремя внешними источниками теплоты: греющий источник, источник низкой температуры (для охлаждаемого элемента установки) и окружающая среда.

Среди различных типов абсорбционных термотрансформаторов наиболее применимы водоаммиачные и бромистолитиевые. Рабочим телом служит бинарная смесь. Одно из веществ, имеющее более низкую температуру кипения, является хладоагентом, а другое — абсорбентом.

В качестве греющего источника используется пар, горячая вода, отходящие горячие и парогазовые смеси, а также возобновляемые источники энергии (солнечная энергия, геотермальные воды и пр.).

Схема теплохладоснабжения с абсорбционным тепловым насосом приведена на рис. 32.32, а схема адсорбционной установки, использующей солнечную энергию, — на рис. 32.33. В дневное время за счет солнечной энергии адсорбент, помещенный в генераторе *1*, нагревается и десорбирует. Пары хладоагента поступают в конденсатор *2*, где охлаждаются. Из конденсатора хладоагент сливается в ресивер *3*, где накапливается в течение дня. В дневное время испаритель *4* заполнен жидким хладоагентом. При температуре ниже критической терморегулирующий вентиль *6* зак-

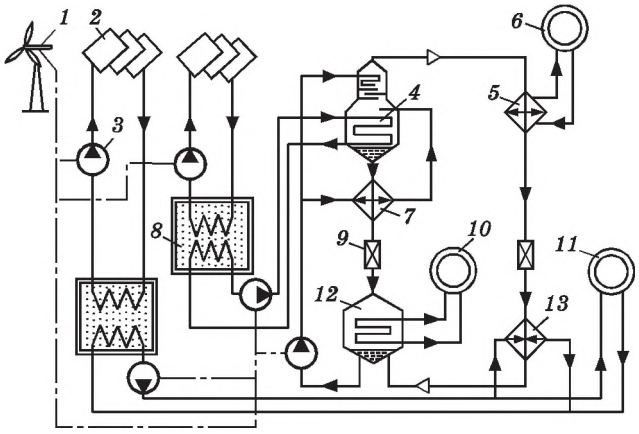


Рис. 32.32. Схема теплохладоснабжения с абсорбционным термотрансформатором:

1 — ветродвигатель; *2* — солнечный коллекторы; *3* — насос; *4* — генератор с дефлегматором; *5* — конденсатор; *6*, *10* — потребители холода; *7* — теплообменник раствора; *8* — аккумулятор теплоты; *9* — дроссельные вентили; *11* —потребитель теплоты; *12* — абсорбер; *13* — испаритель

рыт. При температуре выше критической вентиль *6* открывается и вода из водопроводной линии по охлаждаемому трубопроводу *5* поступает внутрь генератора *1*, отбирая избыточную теплоту от адсорбента и снижая его температуру и давление. Одновременно с этим вода днем нагревается и используется потребителем.

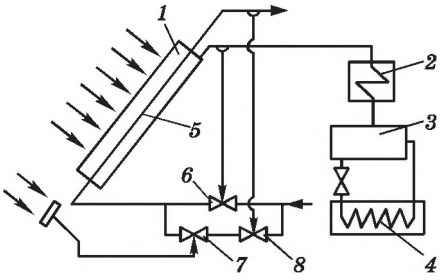


Рис. 32.33. Схема адсорбционной гелиотеплохолодильной установки

Об эффективности использования ТНУ можно судить по приведенным ниже сравнительным данным (рис. 32.34).

32.4.2. Эффективность теплонасосных установок

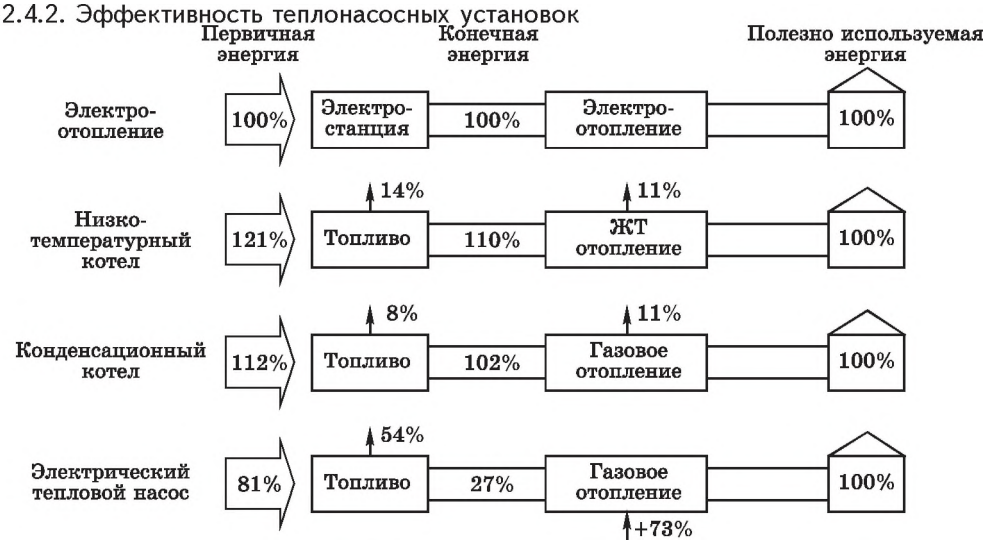


Рис. 32.34. Сравнительный анализ схем преобразования энергии

В последние годы в мировой литературе для оценки термотрансформаторов используют *COP* (англ. — *coefficient of performance*) — *коэффициент преобразования* как характеристику процессов преобразования.

При определении эффективности тепловых насосов пользуются формулой, преложенной В. С. Мартыновским:

$$COP_{\text{М}} = 0,74\frac{T_0}{T_{\text{ком}} - T_0} - \left(0,0032T_0 + 0,765\frac{T_0}{T_{\text{ком}}}\right) + 0,9, \qquad (32.30)$$

где T_0 и $T_{\text{ком}}$ — температуры соответственно окружающей среды и рабочего тела после компрессора.

Коэффициент полезного действия теплонасосной установки

$$\eta^{д}_{ТНУ} = COP_{д}/COP_{К}. \quad (32.31)$$

Действительная степень термодинамического совершенства определена следующим образом:

$$COP^{д}_{СТС} = Q_0/N_e. \quad (32.32)$$

В формулах (32.31) и (32.32) приняты обозначения: Q_0 — тепловой поток, кВт, передаваемый потребителю; N_e — эффективная мощность, кВт, привода компрессора; индекс «д» — действительный; К — по циклу Карно.

Опыт эксплуатации тепловых насосов показывает, что формула Мартыновского дает несколько заниженные, а по сравнению с циклом Карно (формула (32.31)) — завышенные показатели. В паспорте теплового насоса заводского исполнения указывается степень эффективности преобразования.

32.5. Когенерация

Перспективный и вместе с тем технически простой путь повышения эффективности энерговырабатывающих средств заключается в применении когенерирующих систем. Когенерационная технология позволяет на основе вторичных и нетрадиционных источников энергии обеспечить выработку тепловой, электрической и механической энергии с относительно высоким значением коэффициента полезного действия.

Когенерационная установка имеет ряд существенных преимуществ:

— не требует больших капиталовложений, вследствие чего срок окупаемости инвестиций в 2-5 раз меньше, чем в области электроэнергетики;

— когенерация соответствует требованиям экологической безопасности;

— имеется возможность уменьшить расходы в сетях вследствие приближения производителя энергии к потребителю.

В основе когенерационных технологий лежат те или иные схемы утилизации сбрасываемой тепловым двигателем теплоты. В современных условиях энергетические газотурбинные установки и газопоршневые двигатели небольшой мощности выпускаются с утилизаторами теплоты. В организации принципов когенерации важно наличие в месте расположения когенерационной установки потребителей утилизируемой теплоты.

Прибыль предприятия, реализующего когенерационную технологию, образуется за счет того, что себестоимость собственной электроэнергии оказывается в 1,5-2 раза более низкой, чем стоимость электроэнергии, что позволяет в конечном итоге снизить себестоимость основной продукции. Другим привлекательным моментом для строительства когенерационной установки является обеспечение энергетической независимости и стабильности технологического процесса.

Когенерационные технологии могут быть реализованы на базе газотурбинных, газопоршневых, парогазовых и других установок, выбор которых достаточен для использования в когенерационных системах.

Характеристики когенерационных установок на базе газопоршневого двигателя (ГПД) и газотурбинной установки (ГТУ) отличаются между собой. Для существующих и создаваемых ГТУ коэффициент полезного действия находится в диапазоне 28-38 %, а для ГПД — 36-42%. Если же говорить о потенциальных возможностях выработки тепловой энергии в когенерационной установке на базе сбросной теплоты двигателей, то здесь преимущество на стороне ГТУ. Объясняется это тем, что при практически одинаковых температурах выхлопных газов в двигателях (420...540 °С) коэффициент избытка воздуха в ГПД (1,05-1,2) в 2-3 раза ниже, чем в ГТУ. Поэтому в ГТУ выше расход выхлопных газов и, следовательно, их потенциал.

Коэффициенты использования теплоты топлива изменяются в пределах от 0,78 до 0,905 в установках с ГПД и от 0,78 до 0,96 в установках с ГТУ.

Одна из возможных схем изображена на рис. 32.35. Блочная конструкция когенерационной установки содержит двигатель-генератор и комплектное теплотехническое оборудование установки.

Установка работает следующим образом: газ поступает в модуль подготовки *1* и газовый двигатель внутреннего сгорания *2*, которым приводится в действие электрогенератор *4*. Выхлопные газы после газового двигателя утилизируются в теплообменнике *3*. За счет теплоты выхлопных газов можно получить до 903 кВт дополнительной тепловой мощности для горячего водоснабжения. Далее отработавшие газы с температурой 473 К поступают в дымовую трубу. Охлаждается газовый двигатель внутреннего сгорания при помощи вторичного контура (теплообменник охлаждения *5*), в котором в качестве охлаждающей жидкости используется смесь воды и этиленгликоля. При максимальной электрической мощности установки 1030 кВт получаемая дополнительная мощность за счет когенерации и используемая для теплофикации могут достигать не менее 600 кВт.

В когенерационной установке с котлом-утилизатором обеспечивается максимальная электрическая мощность при заданном тепловом потреблении. Если после газовой турбины, т.е. перед котлом-утилизатором, предусмотреть дополнительную камеру сгорания, то тепловая экономичность когенерационной установки заметно повысится, но это осложняет структуру схемы установки.

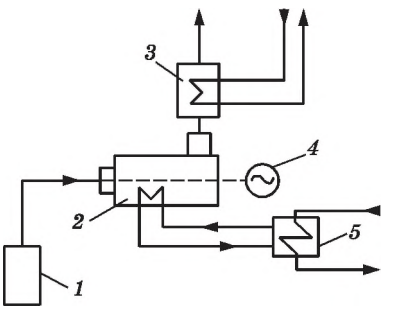


Рис. 32.35. Упрощенная тепловая схема когенерационной установки

Получили развитие когенерационные установки, использующие газированные термальные воды. Это позволяет обеспечить электрической энергией,

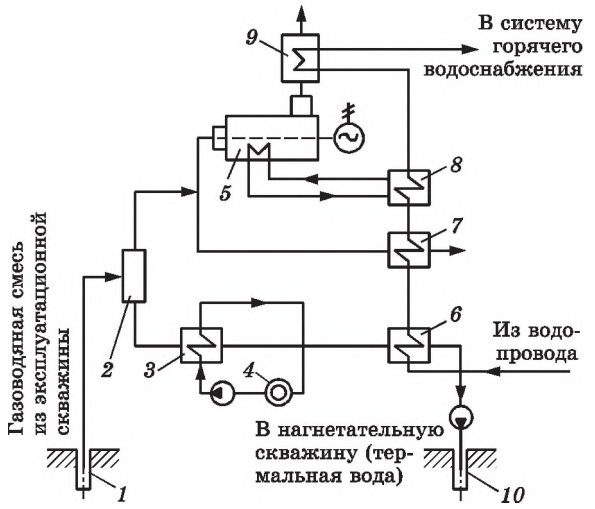


Рис. 32.36. Схема когенерационной геотермальной установки

теплотой и горячей водой населенные пункты в сельской местности, а также поселки городского типа. Технологическая схема когенерационной геотермальной установки приведена на рис. 32.36. В этой схеме предполагается, что геотермальные воды месторождения содержат значительное количество газа, преимущественно метана. Газоводяная смесь поднимается на поверхность из скважины *1* и подается в сепаратор *2*, где разделяется на две фазы — газ и воду. Термальная вода из сепаратора направляется в теплообменник *3* системы отопления потребителей теплоты *4*, затем в теплообменник *6* системы горячего водоснабжения и далее нагнетательными насосами закачивается в нагнетательную скважину *10*. Газ из сепаратора разделяется на два потока. Большая часть газа подается на газовый двигатель *5*, который приводит в действие электрогенератор. Остальная часть газа направляется в газовый котел *7* для подогревания воды системы горячего водоснабжения. Для подогревания этой воды используется также теплота выхлопных газов и теплота системы охлаждения двигателя. Для этой цели используются теплообменник *8* и газовый утилизатор *9*.

Во многих отраслях производства имеется большое количество энергетических и технологических установок, в которых для выработки теплоты и технологического пара сжигают природный газ. Большинство этих установок можно преобразовать в когенерационные, оборудовав их тепловыми двигателями.

32.6. Альтернативные источники на базе мини-ТЭЦ

Автономные источники тепло- и электроснабжения потребителей на базе мини-ТЭЦ в последние годы находят спрос во всем мире. Особенно перспективны установки, работающие на газообразном топливе. Преимущества мини-ТЭЦ в том, что нет потерь энергии в сетях. Кроме того, перевод двигателей на газообразное топливо позволяет улучшить экологические параметры окружающей среды.

Схема мини-ТЭЦ с поршневыми двигателями внутреннего сгорания приведена на рис. 32.37. Холодная вода, подаваемая насосом *8*, разделяется на два потока: один поступает в электродный котел *7*, а другой проходит три ступени подогрева. Сначала вода поступает в теплообменник *5* системы охлаждения масла, затем в теплообменник *6* охлаждения двигателя и в последней ступени нагревается уходящими газами в утилизаторе *4*. Двигателем *1* приводится в действие генератор *2*. Предусмотрена также система *3* очистки выхлопных газов. В результате получаются два тепловых потока. Один используется для снабжения горячей водой (t = 60...65 °С), а другой — для отопления (t = 90 °С).

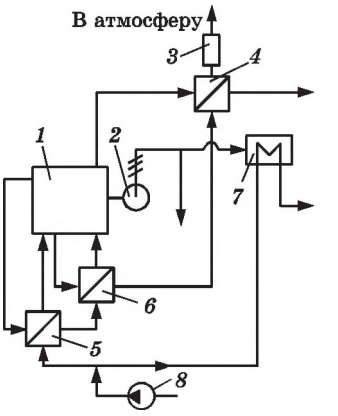


Рис. 32.37. Схема мини-ТЭЦ на базе двигателя внутреннего сгорания

По данным эксплуатации мини-ТЭЦ в США, экономия первичной энергии может достигать более 30 %.

Доля тепловой и электрической энергии в общем балансе тепло- и электроснабжения потребителей зависит от типа двигателя и схемного решения установки. Рекомендуемое распределение: электрическая энергия — 30-35 %, тепловая — 50-55 %.

В настоящее время интенсивно развивается малая энергетика, в большом количестве строятся *индивидуальные котельные* предприятий, жилых домов и т.п. Отсоединение их от общей теплосети вызвано перебоями в теплоснабжении, непостоянными параметрами теплоносителя, а также дороговизной получаемого тепла. В связи с этим появляется повышенный спрос на отопительные котлы сравнительно небольшой мощности (50-450 кВт). Такие котлы обладают общими признаками, в первую очередь — это единое конструктивное решение всего типоряда, возможность комплектации горелочным устройством и группой безопасности непосредственно на заводе-изготовителе и пр.

В результате анализа технических характеристик котлов мощностью от 90 до 140 кВт производителей различных стран (Германия, Австрия, Италия, Франция, Украина) было установлено, что наибольшим нормируемым КПД (92-94 %) обладают котлы Viessmann Vilotrex (Германия), De Dietrich GT (Франция), Виктор, Колби (Украина).

32.7. Энергоэффективные здания

В нашей стране большая доля энергетических ресурсов расходуется на теплоснабжение жилых зданий и зданий различного технологического назначения. Поэтому проблема энергосбережения в строительстве является актуальной.

Необходимо определить используемые термины: энергоэффективное и энергосберегающее здание. Энергоэффективное здание включает

в себя совокупность архитектурных и инженерных решений, наилучшим образом отвечающих целям минимизации расхода энергии на обеспечение требуемого микроклимата в помещениях здания. Для этого принимают систему решений. Следовательно, определение «энергоэффективное здание» основывается на выборе научных методов для решения технических задач, наилучшим образом отвечающих поставленной цели. Второе определение означает суммирование ряда энергосберегающих решений в одном объекте.

Анализ энергосберегающих проектов в Северной Америке и странах Западной Европы позволяет сделать вывод, что если в целом в традиционном здании уровень энергопотребления находится в диапазоне от 740 до 850 МДж/(м^2 · год), то в энергоэффективном здании — в диапазоне от 460 до 530 МДж/(м^2 · год). Это означает снижение энергопотребления примерно на 40 % по сравнению с традиционным зданием.

В США в предместье Питтсбурга, штат Пенсильвания, были построены два опытных здания площадью 311 м^2. Одно здание построено по стандартным нормам (здание А), второе — с учетом энергоэкономических мероприятий (здание В). Опыт их эксплуатации показал, что в здании В на отопление, в годовом исчислении, расход энергии на 34 % меньше, а на охлаждение (в летний период года) — на 10 %.

На рис. 32.38 приведена схема основных энергосберегающих мероприятий и взаимосвязи между ними. Из рисунка видно, что в каждом конкретном случае необходим комплекс взаимосвязанных мероприятий.

Проектирование энергоэффективных зданий основывается на использовании соответствующих методов системного анализа и исследования операций, направленных на предварительную количественную оценку оптимальных решений. Для этого предлагается математическая модель теплового режима здания, которая представлена в виде трех взаимосвязанных систем уравнений:

— теплоэнергетического воздействия наружного климата на здание;
— теплоаккумуляционных характеристик ограждающих конструкций;
— теплоэнергетического баланса помещений здания.

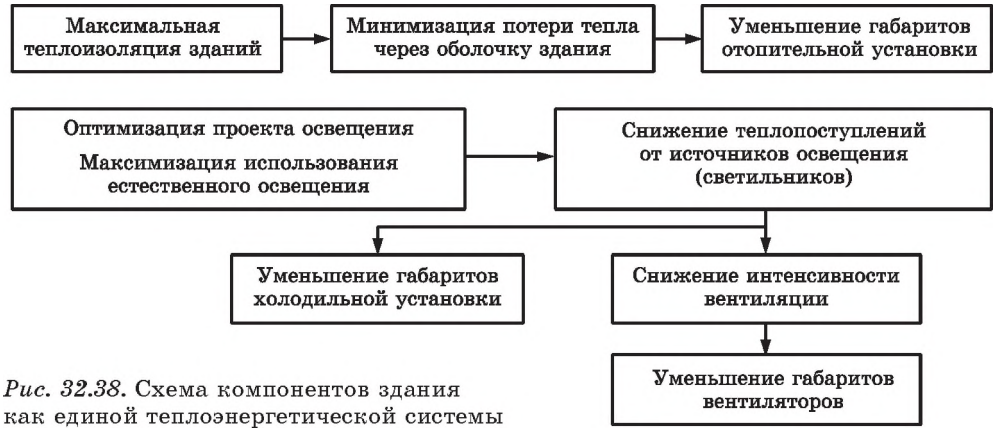


Рис. 32.38. Схема компонентов здания как единой теплоэнергетической системы

Более обоснованным представляется метод математического анализа проблемы энергоэффективного здания, предложенный В.Н. Богословским в виде решения триединой задачи:

— организация микроклимата помещений;

— минимизация затрат органического топлива;

— рациональное расходование других (кроме топлива) материально-технических ресурсов.

Совокупность требований к созданию приемлемого микроклимата записывается в виде

$$R_{oi} \geq R_{oi}^{\min\ доп}; \quad t_{по} \geq t_{по}^{доп};$$
$$t_n = f\left(t_в,\ t_н,\ \upsilon_в,\ \varphi_в,\ ...\right); \qquad (32.33)$$
$$K_{об} \geq K_{об}^{тр}.$$

Второй аспект концепции определяет соответствие принимаемых мероприятий требованиям энергосбережения. В основу этого аспекта должны быть положены показатели удельного энергопотребления здания за год (отопительный период) $q_{о.п}$. Кроме того, следует принимать во внимание приведенное сопротивление теплопередаче ограждений $R_{oi}^{пр}$ (из условий энергосбережения $R_{oi}^{сб}$), приведенное сопротивление теплопередаче здания $R_{зд}^{тр}$, среднюю кратность воздухообмена здания за год (отопительный период) $K_{Р_{зд}}$. Основные требования при этом записываются следующим образом:

$$q_{оп} < q_{о.п}^{\min\ доп}; \quad R_{oi} \approx R_{oi}^{x};$$
$$R_{зд} \approx R_{зд}^{пр}; \quad K_{Р_{зд}} \approx K_{Р_{зд}}^{пр}. \qquad (32.34)$$

Третий теоретический подход к решению проблемы энергосбережения определяет рациональное использование материально-технических ресурсов. Совокупность требований к указанному аспекту энергосбережения сводится к таким: соответствие термических сопротивлений ограждений $R_{зд}^{тр}$, $R_{oi}^{пр}$, R_{oi}; показатель теплотехнической однородности ограждений r; фактор формы ограждений f_j; удельная установочная мощность $N_{об}$ и стоимость $S_{об}$ оборудования; показатель надежности элементов $K_{над}$:

$$R_{зд}^{тр} \to R_{oi}^{пр} \to R_{oi}; \quad r_i; \quad f_i \to 1,0;$$
$$N_{об} \to N_{об}^{тр}; \quad S_{об} \to S_{об}^{тр}; \quad K_{над} \to K_{над}^{тр}. \qquad (32.35)$$

Наиболее существенные требования к наружным ограждающим конструкциям — это теплозащита и теплоустойчивость их. Задача оптимизации в этой области состоит в том, чтобы методом математического моделирования сконструировать ограждающую конструкцию, наилучшим образом соответствующую требуемым значениям теплозащиты и теплоустойчивости.

В общем математическом виде целевую функцию для энергоэффективного здания запишем следующим образом:

$$Q_{\min} = \Phi(\psi_i), \qquad (32.36)$$

где $Q_{\min}$ — минимальный расход энергии на создание требуемого микроклимата в помещениях здания; ψ_i — показатель архитектурных и инженерных решений здания, обеспечивающих минимизацию расхода энергии.

Так как параметры окружающей среды могут значительно изменяться, первостепенное значение приобретает вопрос управления расходом и распределением энергии. Требуется найти такое управление расходом энергии $Q(\tau)$ на обогрев помещения, которое удовлетворяло бы систему математических уравнений, описывающих процесс энергосбережения в зданиях, соответствовало начальным и граничным условиям и для которого расход энергии

$$I = \int Q(\tau)\, d\tau$$

имел бы наименьшее возможное решение.

Немаловажно при проектировании теплоизоляции ограждающих конструкций определить оптимальную толщину изоляционного слоя, т.е. толщину, позволяющую получить максимальную экономию энергии при минимальных инвестициях. Эта толщина зависит от климатических условий и теплотехнических характеристик материала, его цены, трудоемкости его укладки и тарифов на энергоносители. Оптимальная толщина теплоизоляции с экономической точки зрения будет достигнута при условии, что сумма затрат на энергию и на теплоизоляцию будет минимальной.

При централизованном теплоснабжении большое количество теплоты теряется в окружающую среду в тепловых сетях, при транспортировке теплоносителя по трубопроводам (нормируются и составляют 8...9 % от отпущенного количества теплоты). Фактически потери существенно выше и иногда составляют около 40 %.

Установкой приборов учета расхода теплоты и горячей воды для общественных и жилых зданий можно сэкономить до 20 % теплоты. Для учета потребленной теплоты и расхода воды на горячее водоснабжение необходима установка приборов, измеряющих расход теплоносителя, его температуру. Предпочтение следует отдавать тепловычислителю, который автоматически считывает количество потребленной тепловой энергии.

Эффективность энергосберегающих зданий можно заметно повысить, если использовать возобновляемые источники энергии, например солнечной.

32.8. Интенсификация энергосберегающих технологий методом дискретно-импульсного ввода энергии

Традиционные методы интенсификации процессов в дисперсных средах базируются преимущественно на максимальной турбулизации жидкой среды за счет использования вращающихся механических пе-

ремешивающих устройств либо на достижении больших скоростей течения в каналах. В этих случаях существенная часть энергии непродуктивно расходуется на преодоление вязких сил и сил трения. В последние годы разработан иной подход к интенсификации тепломассообменных и гидромеханических процессов в дисперсных средах — концепция *дискретно-импульсного ввода* и *трансформации энергии* в жидких гетерогенных системах (ДИВЭ). Идея ДИВЭ состоит в том, чтобы предварительно введенную и произвольно распределенную в системе энергию сконцентрировать (аккумулировать) в локальных и пространственно разобщенных (дискретных) точках среды, а затем импульсно трансформировать для достижения необходимых физических эффектов. Отличительным признаком этих явлений считают пространственно-временную локализацию энергии, что дает возможность при сравнительно низком уровне энергии создать направленные импульсы большой эффективности. Главная цель — интенсифицировать тепломассообменные и гидродинамические процессы в технологических средах, а также иметь возможность их оптимизировать. В процессах, протекающих с использованием принципа ДИВЭ, имеют место наномасштабные эффекты, определяющие протекание нанометровых и наносекундных явлений.

Локально-дискретная концентрация энергии при использовании принципа ДИВЭ возможна при наличии в рабочей системе существенных градиентов термодинамических и гидродинамических параметров: температуры, давления, скорости, плотности и пр. Это достаточное условие реализации принципа. Необходимым условием является наличие рабочих элементов (или рабочих органов) принципа ДИВЭ, т.е. таких образований в гетерогенной системе, которые могут выполнять роль микроаккумуляторов, микрогенераторов или микротрансформаторов энергии. Кроме того, система должна быть сжимаемой.

Применить принцип дискретно-импульсной трансформации энергии можно при использовании различных физических явлений и процессов, но главным образом — реализацией действий или комбинации действий следующих теплофизических эффектов: сброса или повышения давления в газо(паро)жидкостной среде; адиабатного вскипания; гидравлического удара; ударной волны давления или разрежения; сдвигового напряжения; локальной турбулентности; кавитации.

Падение давления дисперсной жидкостной среды способно вызывать эффекты интенсивного вскипания летучего компонента системы, например при внезапном уменьшении давления ниже давления насыщения. При последующем увеличении давления происходит конденсация паров вскипевшей фазы со всеми присущими ей динамическими и тепловыми эффектами: схлопыванием и коллапсом пузырьков, возникновением микро- и кумулятивных струй, гидравлическими ударами микропотоков, резким увеличением температуры в эпицентре схлопывающегося пузырька и пр. Этот процесс эффективно реализовывать периодически и использовать многократно для порционных объемов обрабатываемой среды.

С использованием принципа ДИВЭ разработаны установки для гомогенизации и стерилизации во многих областях молочной, овощной, фармацевтической промышленности и в других отраслях техники. Практическое применение их показало высокий уровень гомогенизации при относительно небольшом расходе энергии.

Многочисленные опыты показали, что в аппаратах, осуществляющих принцип ДИВЭ, коэффициент массообмена увеличивается в 15...20 раз по сравнению с существующими технологиями, что позволяет за короткое время максимально увеличить выход компонентов.

32.9. Основы оптимизации энергетических систем

Анализ, синтез и оптимизацию энергетических систем следует основывать на математических методах решения экстремальных задач.

В соответствии с методом системного анализа в процессе исследования можно выделить следующие этапы.

Построение модели, т.е. формализация исследуемого процесса или явления. Этот этап предполагает описание процесса при помощи математической модели.

Формальное описание системы следующее. В каждый момент времени $t \in T$ на вход в систему поступает входной параметр $x(\tau)$, который представляет собой вектор $X = (X_1, X_2, ..., X_m)$ в m-мерном пространстве входных параметров X. В момент времени t на систему воздействует внешняя среда, которая описывается n-мерным вектором $U = (U_1, U_2, ..., U_n)$ в пространстве действия U.

Система характеризуется набором внутренних, т.е. собственных параметров $П = (П_1, П_2, ..., П_k)$, совокупность которых может рассматриваться как вектор в k-мерном пространстве параметров $П$.

В каждый момент времени система находится в некотором состоянии $Z(\tau)$. Начальное состояние обозначим через Z_0.

Выходные параметры системы в некоторый момент времени $\tau_c \in T$, где $\tau_c > \tau_0$, в пределах времени $\tau_0 - \tau_c$ определяются соотношением

$$y(t_c) = F\left[\tau, Z_0, x(\tau), П(\tau), U(\tau)\right]. \qquad (32.37)$$

Систему, состоящую из нескольких подсистем, расчленяют на конечное число частей (основных элементов) и формулируют задачу для каждой части (элемента) системы. При этом следует учитывать связь между этими частями.

При формулировке задачи оптимизации необходимо выделить переменные, значения которых могут изменяться в довольно большом диапазоне и определяются внешними факторами. Кроме того, следует учитывать параметры, подверженные флуктуациям, например пульсационные переменные в турбулентных газодинамических потоках.

Предположим, что имеется n элементов системы и возможны m позиций для установки элементов. Кроме того, известна стоимость $C_{i,j}$ назначения i-го элемента на j-ю позицию. Необходимо для каждого

элемента всего множества элементов объекта определить такую позицию, чтобы общая стоимость размещения всех элементов была минимальной. Формулировка математической задачи заключается в минимизации функций всех перестановок P:

$$F = \min_{P_{(i)}} \sum C_{iP_{(i)}}, \tag{32.38}$$

где $P_{(i)}$ — назначение некоторой позиции i-го элемента.

Возможен другой критерий оптимизации, а именно стоимость связи элемента. При этом обращаются к квадратичной задаче о назначениях. Будем считать, что известна стоимость C_{ij} единицы связи между элементами i и j, которые назначаются на позиции $P_{(i)}$ и $P_{(j)}$. Расстояние между соответствующими позициями обозначим через $L_{P_{(i)}P_{(j)}}$. В таком случае речь идет о минимизации выражения

$$G = \min_{P_{(i)}P_{(j)}} \sum_{ij} C_{ij} L_{P_{(i)}P_{(j)}}. \tag{32.39}$$

Иногда может стоять более сложная задача — оптимизация по двум указанным выше критериям. Математически это формулируется следующим образом:

$$K = F + G = \min_{P_{(i)}P_{(j)}} \left(\sum_{i} \Pi_{iP_{(i)}} + \sum_{ij} C_{ij} L_{P_{(i)}P_{(j)}} \right). \tag{32.40}$$

Поиск оптимального варианта размещения элементов объекта завершается, когда рассмотрены все перспективные варианты решения (R_i): $R_{\text{opt}} = \min\limits_{[R]} \sum\limits_{i} \Pi_i = \Pi_{\text{м}}$, где $\Pi_{\text{м}}$ — верхняя граничная оценка на данном поиске варианта размещения элементов объекта.

Для следующего этапа поиска характерно то, что по мере накопления информации о возможностях разрабатываемой машины осложняется и совершенствуется постановка задачи. При этом с учетом используемой информации некоторые требования ослабляются, другие — усиливаются.

Наиболее плодотворный метод оптимизации основывается на эксергоэкономической концепции, в основу которой положены теория графов и эксергетический анализ.

Оптимизация любой энергосберегающей системы означает вариации структуры и параметров с целью минимизации капитальных и эксплуатационных затрат при соответствующих технических и ресурсных ограничениях, обеспечение защиты окружающей среды, доступность материалов и создание условий эксплуатационной надежности и невысокой стоимости ремонта. Методы эксергоэкономики указывают пути решения этих вопросов.

Эксергоэкономика обладает специфической терминологией.

Под *переменными* принято подразумевать величины, которые могут быть изменены с целью оптимизации. Чаще в виде переменных выступают термодинамические величины.

Под *топливом* подразумевается любой поток, входящий в компонент. Особый случай представляет компонент, в котором топливом является топливо для всей системы.

Выходящие из компонента потоки могут (в общем случае) представлять:

— *продукт* — поток, который направляется из рассматриваемого компонента к последующему, для которого он будет являться топливом;

— *деструкцию* эксергии, которая в компоненте ассоциируется с капитальными и эксплуатационными затратами, связанными с размерами компонента;

— *потери* эксергии, которые наблюдаются при рассмотрении условий взаимодействия компонента с окружающей средой.

Объективная функция (в денежных единицах) на стадии проекта — это расход

$$J_{\text{р}} = \Sigma c_F F + \Sigma c_Z Z + c_R \qquad (32.41)$$

или чистая стоимостная функция (доход)

$$J = \Sigma c_F F + \Sigma c_Z Z - \Sigma c_P P + c_R, \qquad (32.42)$$

где c_Z — дисконтированные капитальные затраты от Z; c_R — постоянная стоимость остатка как функция совершенства проекта. Когда предпроектная стадия переходит в проектную, c_R может стать переменной для сравнения с другими решениями, не зависящими от проекта.

Уравнение (32.42) применяется при анализе систем, производящих более одного продукта, следовательно, необходимым является определение стоимости каждого из полезных продуктов системы через распределение стоимости всего производства по каждому из продуктов. Уравнение (32.41) предполагает использование рыночных цен на получаемые от системы продукты, а объективная функция может быть минимизирована (доход максимизирован) исключительно техническим совершенствованием системы.

В качестве характеристики энергетической системы рекомендуется принимать отношение стоимости полученной эксергии $Z_E^{\text{вых}}$, заложенной в первоначальной стоимости вводимой энергии (топлива или электроэнергии), к сумме всех затрат на выработку положительного эффекта $Z_{\Sigma E}$:

$$\varphi = Z_E^{\text{вых}} / Z_{\Sigma E}. \qquad (32.43)$$

Если записать

$$\varphi = \frac{Z_E^{\text{вых}}}{Z_E^{\text{вх}}} \frac{Z_E^{\text{вх}}}{Z_{\Sigma E}}, \qquad (32.44)$$

то коэффициент

$$\varphi = \eta_{ex} \upsilon, \qquad (32.45)$$

где

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum \Pi_i}{E_{\text{вх}}}, \qquad (32.46)$$

— эксергетический КПД; $\Sigma \Pi_i$ — сумма потерь эксергии; $E_{\text{вх}}$ — вводимая в систему эксергия; υ — энергетическая составляющая затрат.

В общем случае термоэкономический критерий оптимальности:

$$Z_{\Sigma} = \left(\frac{\sum_{n} Ц_n П_n + \overline{K_n}}{\sum_{k} e_k} \right), \qquad (32.47)$$

где $Ц_n$, $П_n$ — удельная цена и годовое потребление эксергии из внешних источников; $\overline{K}_n$ — годовые капитальные и другие, связанные с ними, затраты в n-м элементе; e_k — годовой расход эксергии для получения k-го продукта.

Приведем алгоритмы эксергетического и эксергоэкономического анализов.

(I) Построить соответствующий данной системе эксергетический потоковый граф $E = (A, U)$, матрицу инциденций $||M_{ij}||$ и рассчитать эксергии потоков по дугам E_j, $j = 1, 2, \ldots, n$.

(II) Для всех элементов $i = 1, 2, \ldots, m$ определить входящие ($M_{ij} = 1$) и выходящие ($M_{ij} = -1$) потоки, рассчитать: суммы $E_i^{вх}$ и $E_i^{вых}$, потоки эксергии i-х элементов и степени термодинамического совершенства.

(III) Рассчитать суммарные потери эксергии

$$П_{\Sigma} = \sum_{i=1}^{m} П_i. \qquad (32.48)$$

Алгоритм AZ_{Σ} — определение эксергоэкономических затрат. Поскольку термоэкономические затраты в системе Z_{Σ} так же, как и эксергетические потери $П_{\Sigma}$, являются аддитивными, то алгоритм AZ_{Σ} во многом схож с $АП_{\Sigma}$.

Основные шаги алгоритма AZ_{Σ}:

(I) Повторить шаг (I) алгоритма $АП_{\Sigma}$.

(II) Рассчитать годовые неэнергетические (капитальные и связанные с ними) затраты K_i, $i = 1, 2, \ldots, m$, в каждом из элементов.

(III) Повторить блок (II) алгоритма $АП_{\Sigma}$, но вместо расчета степени термодинамического совершенства рассчитать термоэкономические затраты в i-м элементе системы

$$Z_i = Ц_i П_i + K_i, \qquad (32.49)$$

где $Ц_i$ — цена 1 кВт эксергетических потерь.

Задача оптимизации — минимизировать значение целевой функции $Z = \sum_i \sum_j Z_{ij} X_{ij}$ для всех ij, принадлежащих сети, где Z_{ij} — вес дуги, т.е. затраты в блоке (цикле), соответствующие данной дуге с принятыми граничными условиями. При этом $X_{ij} = 1$, если дуга ij входит в рассматриваемый путь, $X_{ij} = 0$ — в противном случае.

В заключение подчеркнем, что термоэкономика представляет собой сочетание термодинамического (эксергетического) и стоимостного анализов и ее следует рассматривать как метод, указывающий пути сокращения стоимости системы как при ее создании, так и при дальнейшей эксплуатации с одновременным повышением энергетической эффективности установки.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте общую характеристику энергосбережения.
2. Приведите принципиальные схемы пассивных и активных гелиоустановок.
3. Проанализируйте схему солнечной системы теплоснабжения.
4. Изложите краткие сведения о фотоэлектрических элементах.
5. Приведите данные об автоматизации систем солнечного тепло- и хладоснабжения.
6. Каковы основные элементы ветроэнергетических установок?
7. Изложите основы теории ветроэнергетических установок.
8. Приведите схемы подключения ветроустановок к потребителям.
9. Приведите принципиальные схемы теплоснабжения от геотермальных вод.
10. Приведите краткие сведения о термохимической переработке биомассы (сжигание, газификация, пиролиз, метановое сбраживание).
11. Назовите основные элементы биогазовой установки и дайте им характеристику.
12. Приведите сведения об аккумуляторах теплоты.
13. Приведите классификацию тепловых насосов. Как определяется показатель эффективности тепловых насосов?
14. Приведите принципиальные схемы теплоснабжения с тепловыми насосами.
15. Охарактеризуйте особенности когенерационной технологии. Приведите пример схемы когенерационной установки.
16. Изложите особенности мини-ТЭЦ и приведите пример такой установки.
17. Охарактеризуйте основные пути энергосбережения в зданиях.
18. В чем основные принципы дискретно-импульсного ввода энергии?
19. Изложите основы оптимизации энергетических установок. В чем особенности эксергоэкономической оптимизации?

33. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

33.1. Общие сведения

Науку, которая изучает условия существования, формирования и функционирования биологических систем всех уровней, а также взаимодействие их между собой и средой, в которой они находятся, называется *экологией* (от двух греческих слов: οικοζ — дом, родина, место пребывания; λογοζ — понятия, учения, наука).

Все, что окружает живые и прочие организмы и с чем они взаимодействуют, носит название *среды существования.*

Окружающая среда объединяет такие понятия, как воздушная и водная среда (гидросфера); животный мир (человек, домашние и дикие животные, птицы, рыбы и пр.); растительный мир (включая и растительный мир гидросферы); грунты; недра; климатическая и акустическая среда. Все указанные составляющие окружающей среды входят в *биосферу.*

Элементы среды, которые существенно влияют на живые организмы, называют *экологическими факторами*. Их разделяют на три группы: абиотические, биотические, антропогенные.

Абиотические — это факторы безжизненной природы (физико-химические факторы). К ним относятся: климатические (температура, свет и другая лучевая энергия, влажность и газовый состав воздуха, атмосферное давление, осадки, снеговой покров, ветер); эдафические (структура и химический состав грунтов); гидрохимические и гидрологические (факторы, которые характеризуют гидросферу); топографические (характеризуют рельеф поверхности).

Биотические — это факторы, определяющие взаимодействие живых организмов между собой или косвенное влияние их друг на друга.

Антропогенные факторы характеризуют влияние человека на живую и неживую природу. Они характеризуют влияние всех форм деятельности человека на окружающую среду. Главнейшие сферы деятельности человеческого общества, которые оказывают максимальное воздействие на состояние окружающей среды, — это промышленность, транспорт, сельское хозяйство.

В экологических явлениях большое значение имеет реакция живых организмов на силу и продолжительность воздействия того ли иного экологического фактора. Благоприятное воздействие экологического фактора на организм определенного вида отвечает зоне оптимума этого фактора для организмов данного вида. Увеличение или уменьшение влияния экологического фактора по отношению к оптимальному отрицательно влияет на жизнедеятельность организмов.

Экологические факторы, как правило, действуют на организм не изолированно друг от друга, а комплексно. В этом случае зона оптимума каждого из них не всегда совпадает с зоной оптимума при изолированном действии фактора на организм.

33.2. Токсичность выбросов и их воздействие на человека

Выбросы из энергетических установок и, в первую очередь, продукты сгорания топлива отрицательно влияют на окружающую среду. К числу экологически вредных веществ следует отнести *токсичные газы*, оказывающие негативное воздействие на организм человека, животных, растения. К ним относятся оксиды азота (NO_x), оксид углерода (CO), различные углеводороды (CH), сажа и соединения, содержащие свинец и серу. Вредное влияние на экологическую обстановку в последнее время оказывает потепление, обуславливающее парниковый эффект.

Оксиды азота (NO и NO_2) образуются в результате химического взаимодействия кислорода воздуха и азота от сгорания топлива при высоких температурах (выше 1500 К). Оксид NO является неустойчивым соединением, которое со временем окисляется до NO_2. Токсичность NO_2 в семь раз выше токсичности NO.

Оксид углерода (CO) образуется в результате неполного сгорании углерода при недостатке кислорода. Являясь высококалорийным топ-

ливом, оксид углерода ядовит. При вдыхании он интенсивно соединяется с гемоглобином крови, что снижает снабжение организма кислородом. Оксид углерода воздействует на нервную систему, на общее состояние организма. Разовая предельно допустимая концентрация этого вещества в населенных пунктах составляет 3 мг/м^3.

Углеводороды (CH) состоят из исходных или распавшихся молекул топлива, которые не принимали участия в сгорании топлива. Газообразные низкомолекулярные углеводороды оказывают наркотическое воздействие на организм человека, что увеличивает вероятность аварийных ситуаций. Токсичность их возрастает при сочетании с другими загрязнениями, содержащимися в воздухе. Так, под влиянием солнечных лучей углеводороды могут вступать в реакцию с NO_x, в результате чего образуются биологически активные вещества, вредно воздействующие на дыхательные пути.

Высокотоксичные вещества содержатся в выбросах бензола, толуола, полициклических ароматических углеродов (ПАУ) и в первую очередь бензопирен. Необходимо подчеркнуть, что ПАУ относится к канцерогенным веществам.

Сажа состоит в основном из твердых частиц углерода. Частицы сажи имеют диаметр 0,19-0,54 мкм и обладают большей токсичностью, чем обычная пыль. Сажа загрязняет носоглотку и легкие. Кроме того, на поверхности частиц сажи адсорбируются канцерогенные вещества.

Сера, содержащаяся в жидком и твердом топливе, после его сгорания выбрасывается в атмосферу в форме диоксида SO_2, который оказывает вредное влияние на окружающую среду.

Оксиды серы вызывают раздражение дыхательных путей. Сернистые газы препятствуют фотосинтезу растений. Установлено, что смесь SO_2 и CO при длительной воздействии вызывает нарушение на генетическом уровне организма. Оксиды серы способствуют возникновению «кислотных дождей». Предельно допустимая концентрация их в рабочей зоне составляет 10 кг/м^3.

Соединения свинца попадают в атмосферу в форме свинцовых солей (частицы диаметром менее 1 мкм) в основном при сжигании бензина. Соединения свинца очень ядовиты и не выводятся из организма, что может вызвать тяжелые расстройства нервной и кровеносной систем. Среднесуточная ПДК составляет 0,003 мг/м^3. При 2-4-кратной ПДК наблюдаются нарушения в состоянии здоровья отдельных людей, но не всего населения. При более высоких концентрациях имеет место рост заболеваемости населения.

Основные источники выбросов токсичных продуктов сгорания —автомобили, промышленные предприятия, тепловые электростанции. Особо ядовитыми являются выбросы химического производства. Нормы допустимого максимального выброса определяются законодательством, которое устанавливает необходимый компромисс между энергетическими, экономическими и экологическими показателями. Большое значение имеет реализация и очистка выбросов перед их выходом в атмосферу.

Для оценки воздействия выбросов принято сравнивать их фактические концентрации с предельно допустимыми (максимально разовыми, среднесуточными или среднегодовыми).

Трех- и четырехатомные газы обладают значительной излучательной и поглощательной способностью. В результате деятельности человека в атмосферу выбрасываются такие вещества, как CO_2, H_2O, CO_4, галогенерированные углеводороды, озон и гемиоксид азота (NO_2). Основное количество CO_2 производится природными источниками, однако выбросы диоксида углерода, обусловленные техникой, могут нарушить равновесие в атмосфере и служат причиной возникновения парникового эффекта.

Предельно допустимый выброс (ПДВ) источника или группы источников — это количество выбросов примесей, при котором достигается предельно допустимая концентрация (ПДК) данного вещества в окружающей среде. Значения ПДК некоторых вредных веществ в воздухе для человека приведены в табл. 33.1.

Совокупное влияние вредных веществ возрастает при определенном соотношении их концентраций и при определенном объединении их. Например, вредное влияние возрастает при одновременном действии серного ангидрида и двуоксида азота, серного ангидрида и сероводорода, ацетона и ацитофенола и т. д.

Замечено, что если тепловое загрязнение прудов-охладителей энергетических предприятий на несколько градусов относительно оптимума рыба переносит довольно нормально, то дополнительное влияние химических загрязнителей (даже в дозах, меньших ПДК) приводит к ее гибели.

При наличии в воздухе одновременно нескольких веществ, вредное действие которых следует рассматривать совокупно, сумма их концентраций может быть меньше единицы:

$$C_1/\text{ПДК}_1 + C_2/\text{ПДК}_2 + \ldots + C_n/\text{ПДК}_n < 1, \qquad (33.1)$$

где C_1, C_2, ..., C_n — фактические (имеющиеся) концентрации вредных веществ; ПДК_1, ПДК_2, ..., ПДК_n — соответствующие предельно допустимые концентрации вредных веществ, установленные при условии их самостоятельного (одиночного) наличия в воздухе.

По конфигурации различают точечные и линейные источники выбросов. *Точечными* источниками выбросов считают дымовые трубы, вентиляционные шахты и пр. *Линейными* можно

Значения ПДК некоторых вредных веществ Таблица 33.

Вредные вещества	ПДК, мг/м^3	
	максимальная одноразовая	среднесуточная
Двуоксид азота	0,085	0,085
Аммиак	0,20	0,20
Сажа (копоть), зола	0,15	0,05
Пыль нетоксичная	0,50	0,15
Серный ангидрид	0,50	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Оксид углерода	3,0	1,0

считать ряд близко расположенных друг к другу вентиляционных шахт, дымовых труб и т.п.

Современные источники выбросов вредных веществ характеризуются огромной интенсивностью и поэтому оказывают вредное влияние на биосферу в глобальных масштабах.

32.3. Защита окружающей среды

Загрязнением называют внесение в среду новых, не присущих ей на данное время физических, химических или биологических факторов или увеличение концентрации имеющихся в среде компонентов по сравнению с их естественным средним многолетним содержанием. Таким образом, загрязнение приводит к нарушению комфортных, устоявшихся в процессе эволюции условий существования животного и растительного миров. Основные источники загрязнения воздушного бассейна — это производственная деятельность человека (энергетика, транспорт, химическая промышленность).

Промышленные выбросы зависят от вида топлива (твердое, жидкое, газообразное). Наибольшее количество выбросов дает твердое топливо в виде несгоревших частиц (сажа, зола, пыль) и вредных газов (углекислый газ, оксид углерода, оксиды азота, соединения серы). Мировая промышленность сегодня ежегодно выбрасывает в атмосферу более 6 млрд т углекислого газа и 10 млрд т других вредных веществ. Подсчитано, что с момента, когда человек овладел огнем, и до наших дней сожжено около 270 млрд т кислорода, причем почти 90 % указанного количества — на протяжении XX столетия. При ежегодном сжигании на разные потребности порядка 10 млрд т условного топлива выделяется 10^{16} кДж теплоты. В сочетании с парниковым эффектом это способствует потеплению климата.

Атомные электростанции (при условии безаварийной работы) наносят меньший ущерб окружающей среде, чем тепловые. Подсчитано, что если все ныне действующие в мире атомные электростанции перевести на уголь, то совокупное загрязнение атмосферы возрастет в тысячу раз. Если же все действующие ныне тепловые электростанции заменить на атомные, то загрязненность окружающей среды уменьшилась бы десятикратно. Однако следует помнить, что АЭС увеличивают загрязненность окружающей среды радионуклидами и таят в себе угрозу аварий катастрофического характера.

Транспорт — это второй после стационарной энергетики источник поступления вредных веществ в атмосферу. Основную опасность в выхлопных газах карбюраторных (бензиновых) двигателей составляют оксид углерода, бензопирен, свинец, оксид азота, а в дизелях — сажа, оксиды серы и азота. Особенно вредны компоненты канцерогенного действия — бензопирен и свинец.

Окружающая среда загрязняется не только выхлопными газами двигателей внутреннего сгорания, а и парами топлива из баков, емкос-

тей, а также вследствие его вытекания на грунт при небрежном хранении и транспортировке.

В сельской местности источниками загрязнения окружающей среды являются животноводческие и птицеводческие комплексы, склады минеральных удобрений и пестицидов.

Естественные выделения диоксида газа CO_2 компенсируются в основном его поглощением растениями в процессе фотосинтеза. Интенсивная деятельность человека по сжиганию различных видов органического топлива привела к выбросу в атмосферу газов, что нарушило прежде существовавший баланс по содержанию CO_2. Если в 1860 г. содержание CO_2 в атмосфере составляло 0,026 %, то, по мнению специалистов, к 2050 г. содержание CO_2 достигнет 0,05 %. По различным оценкам, это может привести к увеличению средней температуры на Земле на 1,5-3,5 %. Кроме того, с повышением температуры на нашей планете учащаются погодные катаклизмы, годовой экономический ущерб от которых значителен.

В соответствии с принятым в 1997 г. Киотским протоколом к 2012 г. выброс в атмосферу парниковых газов (ПГ) должен быть сокращен на 5,2 % по отношению к 2000 г. Сейчас суммарная эмиссия парниковых газов превышает 27 млрд т в год. В России выбросы CO_2 в 1990 г. составили 5,7 млрд т, а в настоящее время — примерно 4,5 млрд т. Расчеты возможных атмосферных выбросов показывают, что на период до 2020 г. предельные значения эмиссии оксидов серы и азота, установленные соответствующими документами международного права, Россией также не будут превышены.

Сокращение выбросов в атмосферу является в настоящее время стратегической задачей человечества, которую следует решать комплексно всеми странами. В Российской Федерации приоритетными задачами по сокращению выбросов газов являются:

— широкое использование возобновляемых источников энергии;

— внедрение энергосберегающих технологий, в том числе внедрение тепловых насосов в системах теплоснабжения;

— повышение КПД котельных за счет комбинированной выработки энергии (использование парогазовых электростанций) и автоматизация энерговырабатывающих установок;

— строительство электростанций с комбинированной выработкой тепловой и электрической энергии;

— развитие атомно-водородной энергетики;

— строгий контроль за выполнением законов Российской Федерацией по охране окружающей среды.

Указанные приоритетные задачи по сокращению вредных выбросов относятся ко всем отраслям производства в стране и, в том числе, к агропромышленному комплексу.

Существенный вклад в уменьшение загрязнения атмосферы могут дать безотходные технологии, которые в конечном итоге уменьшают расход ископаемых ресурсов (включая и топливо), а значит, и выбросы в атмосферу.

Во всех отраслях промышленности надо улучшать использование сырья, топлива, материалов, энергии. Наиболее распространенный способ уменьшения выбросов в атмосферу вредных веществ — фильтрация отработанных, загрязненных газов на выходе из технологических аппаратов. Принцип работы простейшего сухого воздушного фильтра базируется на принудительном пропуске запыленного воздуха сквозь слой материала, поры которого меньше размера пылевых частиц.

Более высокую степень очищения воздуха от пылевых частиц можно достичь, смачивая фильтрующий материал. Смоченные пористые фильтры бывают нескольких типов: самоочищающиеся, ячеистые с винипластовыми сетками, волокнистые рулонные, волокнистые рулонные складчатые и пр.

В последнее время популярны электрические воздушные фильтры, которые используют эффект люстры Чижевского. В этих фильтрах запыленный воздух сначала проходит через зону ионизации, где пылевые частички за счет действия коронного разряда электризуются. Потом воздух, насыщенный электризованными пылевыми частицами, поступает в осадочную камеру, где пыль осаждается на заземленных решетках или пластинах.

Для улавливания крупных пылевых частиц применяют циклонные уловители. В циклоне сепарация газопылевой смеси происходит за счет действия центробежной силы.

Растительность играет огромную роль в очищении воздуха от вредных газов и пыли, ведь процесс фотосинтеза связан с поглощением из атмосферы углекислого газа. Вследствие фотосинтеза растительные организмы, которые растут на суше, в морях и океанах, образуют около 100 млрд т органических веществ, поглощая при этом 200 млрд т CO_2 и выделяя 145 млрд т кислорода. В среднем 1 га зеленых насаждений за 1 ч поглощает из атмосферы до 8 кг углекислого газа.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют экологией, экологическими факторами, средой существования?
2. Дайте определение понятиям «предельно допустимый выброс» (ПДВ) и «предельно допустимая концентрация» (ПДК).
3. Что называют загрязнением среды?
4. Назовите основные источники загрязнения окружающей среды.
5. Охарактеризуйте основные пути уменьшения загрязнения окружающей среды.
6. Как в Российской Федерации выполняется требование Киотского протокола о защите окружающей среды?
7. Назовите возобновляемые и вторичные источники энергии, их виды и роль в охране окружающей среды.
8. Каковы пути и технические средства уменьшения загрязнения атмосферы?

ЛИТЕРАТУРА

1. *Амерханов Р.А.* Оптимизация сельскохозяйственных энергетических установок с использованием возобновляемых источников энергии. — М.: Колос, 2003. — 532 с.

2. *Амерханов Р.А.* Тепловые насосы. - М.: Энергоатомиздат, 2005 - 160 с.

3. *Базаров И.П.* Термодинамика. — М.: Высшая шк., 1983. — 344 с.

4. *Делягин Г.Н.*, Лебедев В.И., Пермяков Б.А. Теплогенерирующие установки: Учебник для вузов. — М.: Стройиздат, 1986. — 559 с.

5. *Драганов Б.Х.*, Есин В.В., Зуев В.П. Применение теплоты в сельском хозяйстве: Учебное пособие / Под ред. Б.Х. Драганова. — Киев, 1995. — 220 с.

6. *Драганов Б.Х.*, Кузнецов А.В., Рудобашта С.П. Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. — М.: Агропромиздат, 1990. — 463 с.

7. *Исаченко В.П.*, Осипова В.А., Сухомел А.С. Теплопередача. — М.: Энергоиздат, 1981. — 485 с.

8. *Маргулова Т.Х.* Атомные электрические станции: Учеб. для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Высшая шк., 1984. — 304 с.

9. Парогенераторы: Учеб. для вузов / Под ред. Н.П. Ковалева. — М.: Энергоиздат, 1985. — 376 с.

10. *Пригожин И.* Введение в термодинамику необратимых процессов. — М.: Изд-во иностр. лит., 1960. — 127 с.

11. *Рыжкин В.Я.* Тепловые электрические станции: Учеб. для вузов / Под ред. В.Я. Гиршфельда. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Энергоатомиздат, 1987. — 328 с.

12. Справочник по теплоснабжению сельского хозяйства / Л.С. Герасимович, А.Г. Цубанов, Б.Х. Драганов и др. — Минск: Уроджай, 1993. — 368 с.

13. Теория теплообмена: Учеб. для вузов / С.Н. Исаев, А.И. Кожинов, В.И. Кофанов и др.; Под ред. А.И. Леонтьева. — М.: Высшая шк., 1979. — 475 с.

14. Тепло- и водоснабжение сельского хозяйства / С.П. Рудобашта, Н.И. Барановский, Б.Х. Драганов и др.; Под ред. С.П. Рудобашты. — М.: Колос, 1997. — 509 с.

15. Тепловое оборудование и тепловые сети: Учеб. для вузов / Г.В. Арсентьев, В.П., В.П. Белоусов, А.А. Драченко и др. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 400 с.

16. Теплотехника / А.М. Архаров, С.И. Исаев, И.А. Кожинов и др.; Под общей ред. В.И. Крутова. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.

17. Теплоэнергетические установки и системы в сельском хозяйстве/ Р.А. Амерханов, А.С. Бессараб, Б.Х. Драганов и др.; Под ред. Б.Х. Драганова. — М.: Колос-Пресс, 2002. — 423 с.

18. Техническая термодинамика: Учеб. для вузов / Под ред. В.И. Крутова. — М.: Высшая шк., 1971. — 472 с.

19. *Тсатсаронис А.* Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопотребляющей системы / Науч. ред. Т.В. Морозюк. — Одесса: Студия «Негоциант», 2002. — 152 с.

20. Холодильная техника / В.Ф. Лебедев, И.Т. Чумак, Т.Д. Аверин и др.; Под ред. В.Ф. Лебедева. — М.: Агропромиздат. 1986. — 335 с.

21. Мировски А., Ланге Г., Елень И. Материалы для проектирования котельных и современных систем отопления, Издание 1, Виссман. 2005.

Единицы измерений и значения физических величин

В приложении приведены пересчетные таблицы физических величин и некоторые их значения, которые часто используются в теплотехнике. Представленный материал окажет помощь при различных инженерных работах.

Приставки в системе СИ для образования десятичных кратных и дольных единиц

Множитель	Приставка	Сокращение
10^{18}	Экса	Э
10^{15}	Пета	П
10^{12}	Тера	Т
10^{9}	Гига	Г
10^{6}	Мега	М
10^{3}	Кило	к
10^{2}	Гекто	г
10^{1}	Дека	да

Множитель	Приставка	Сокращение
10^{-1}	деци	д
10^{-2}	санти	с
10^{-3}	милли	м
10^{-6}	микро	мк
10^{-9}	нано	н
10^{-12}	пико	п
10^{-15}	фемто	ф
10^{-18}	атто	а

Единицы длины

Наименование	Сокращение	мм	м	км	in (")	ft	yd	mile	n. mile	A
миллиметр	мм	1	$1x10^{-3}$	$1x10^{-6}$	1/25,40					
метр	м	$1x10^{3}$	1	$1x10^{-3}$		3,2808	1,0936			
километр	км	$1x10^{6}$	$1x10^{3}$	1						
дюйм	in (")	25,400			1		1/36			
фут	ft	304,80	0,3048		12	1				
ярд	yd	914,4	0,9144		36	3	1			
миля сухоп.	mile		1609,34	1,60934			1760	1	0,8684	
миля морская	n. mile		1853,18	1,85318			2026,66	1,1515	1	
ангстрем	A	$1x10^{-7}$	$1x10^{-10}$							1

Единицы площади

Наименование	Сокращение	$м^2$	$дм^2$	$см^2$	$мм^2$	in^2	ft^2	yd^2	a	га	акр	sqm
квадратный метр	$м^2$	1	100	$1x10^{4}$	$1x10^{6}$		10,764	1,196				
квадратный дециметр	$дм^2$	0,01	1	$1x10^{2}$	$1x10^{4}$							
квадратный сантиметр	$см^2$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-2}$	1	$1x10^{2}$	0,155						
квадратный миллиметр	$мм^2$	$1x10^{-6}$	$1x10^{-4}$	$1x10^{-2}$	1							
квадратный дюйм	in^2			6,4516		1						
квадратный фут	ft^2	0,0929	9,29	929		144	1					
квадратный ярд	yd^2	0,8361	83,61	8361			9	1				
ар	a	100							1	0,01		
гектар	га	$1x10^{4}$							100	1		
акр	акр	4046,9						4840	40,469	0,40469	1	
квадратная миля	sqm	$259x10^{4}$								259	640	1

Единицы объема

Наименование	Сокращение	$м^3$	$см^3$	л ($дм^3$)	in^3	ft^3	yd^3	reg ton	Imp gal	gal (US)	bu (UK)	bu (US)
кубический метр	$м^3$	1	$1x10^6$	$1x10^3$								
кубический сантиметр	$см^3$	$1x10^{-6}$	1	$1x10^{-3}$								
литр (куб. дециметр)	л ($дм^3$)	$1x10^{-3}$	$1x10^3$	1								
кубический дюйм	in^3		16,387	0,016387	1							
кубический фут	ft^3	0,028317	28317	28,317	1728	1		0,01				
кубический ярд	yd^3	0,76455		764,55		27	1					
тонна регистровая	reg ton	2,8317		2831,7		100	9	1				
галлон английский	Imp gal			4,54609					1		1/8	
галлон американский	gal(US)			3,78543	231					1		
бушель английский	bu(UK)			36,3637					8		1	1,02898
бушель американский	bu(US)			35,3393					7,7746		0,97182	1

Единицы массы

Наименование	Сокращение	гр	кг	T	dr	oz	lb	I t	sh t	kr	gran
грамм	гр	1	$1x10^{-3}$	$1x10^{-6}$	0,56433	0,03527				5	15,43
килограмм	кг	$1x10^3$	1	$1x10^{-3}$			2,20463				
тонна	т	$1x10^6$	$1x10^3$	1				0,98420	1,10232		
драхма	dr	1,772			1	1/16					27,34
унция	oz	28,3495			16	1					437,43
фунт	lb	453,59	0,45359			16	1				
тонна английская	11 (long ton)		1016,05	1,01605			2240	1	1,12001		
тонна американская	sh t (short ton)		907,18	0,90718			2000	0,89285	1		
карат	kr	0,200			0,11287					1	3,086
гран	gran	0,0648			0,036	0,00228	1/7000			0,324	1

Объемный расход

Наименование	Сокращение	$м^3/с$	$м^3/час$	л/с	ft^3/s	ft^3/min	Imp gpm	US gpm
кубический метр в секунду	$м^3/с$	1	3600	$1x10^3$				
кубический метр в час	$м^3/час$	1/3600	1	1/3,6	0,00981	0,5886	3,66	4,40
литр в секунду	л/с	$1x10^{-3}$	3,6	1			13,192	15,876
фут кубический в секунду	ft^3/s		102		1			
фут кубический в минуту	ft^3/min		1,699			1		1
галлон английский в минуту	Imp gpm		0,273	0,0758			1	
галлон американский в минуту	US gpm		0,227	0,063				1

Массовый расход

Наименование	Сокращение	кг/с	кг/час	т/час	lb/s	long ton/h	short ton/h
килограмм в секунду	кг/с	1	3600	3,6	2,20459	3,54313	3,96834
килограмм в час	кг/час	1/3600	1	$1x10^{-3}$	$612,37x10^{-6}$	$0,984x10^{-3}$	$1,102x10^{-3}$
тонна в час	т/час	1/3,6	$1x10^3$	1	0,61237	0,98420	1,10232
фунт в секунду	lb/s	0,4536	1633	1,633	1	1,607165	1,80004
тонна английская в час	long ton/h	0,282236	1016,05	1,01605	0,62221	1	1,12001
тонна американская в час	short ton/h	0,251994	907,18	0,90718	0,55554	0,89285	1

Единицы силы (веса)

Наименование	Сокращение	Гр	кГ	Т	н	dyn	p	kp	lbf	pdl
грамм-сила	Гр	1	$1x10^{-3}$	$1x10^{-6}$			1	$1x10^{3}$	0,00221	0,07093
килограмм-сила	кГ	$1x10^{3}$	1	$1x10^{-3}$	9,80665		$1x10^{3}$	1	2,20465	70,9330
тонна-сила	т	$1x10^{6}$	$1x10^{3}$	1			$1x10^{6}$	$1x10^{3}$		
ньютон	н	101,97	0,10197		1	$1x10^{e}$		0,10197	0,22481	7,23301
дина	дин				$1x10^{-5}$	1				
понд	р	1	$1x10^{-3}$	$1x10^{-6}$			1	$1x10^{-3}$		
килопонд	кр	$1x10^{3}$	1	$1x10^{-3}$	9,80665			1		
фунт-сила	lbf(Lb)	453,585	0,45359		4,44822		453,585	0,45359	1	32,174
"фунтал"	pdl	14,0978	0,01410		0,13826	13825,5	14,0978	0,01410	0,03108	1

Единицы давления

Наименование	Сокращение	Па	дин/$см^2$	бар	кГ/$см^2$	ат	атм	Тг	mm H_20	inH_20	in Hg	lbf/in^2
паскаль	Па Н/$м^2$	1		$1x10^{-5}$								
бария	дин/$см^2$	0,1	1									
бар	бар	$1x10^{5}$		1								
килограмм-сила/$см^2$	кГ/$см^2$	98066,5			1	1						
атмосфера техническая	ат	98065,5			1	1						
атмосфера физическая	атм	101325					1	760				
мм рт. ст. (тор)	Тг (mm Hg)	133,322						1				
мм вод. ст.	mm H_20	9,80665							1			
дюйм вод. ст.	in H_20	249,089								1		
дюйм рт. ст.	in Hg	3386,39									1	
фунт-сила/кв. дюйм	lbf/in^2	6894,76										1

Работа, теплота, энергия

Наименование	Сокращение	Дж (Вт-сек)	ГДж	кГ-м	кВт-час	МВт-час	KMh	кал	Гкал	t SKE	ft-lbf	ft-pdl	BTU
джоуль	Дж (Втсек)	1	1 x 10^{-9}					0,2388			0,73914	23,727	
гигаджоуль	ГДж	$1x10^{9}$	1			0,2778			0,2388	0,03411			
килограмм-сила х метр	кГ-м	9,80665		1									
киловатт-час	кВт-час	$3,6x10^{6}$			1	$1x10^{-3}$							3412,13
мегаватт-час	МВт-час	3.6x10^{9}	3,6		$1x10^{3}$	1			0,8598	0,1228			
лошадиная сила-час	KMh (PSh)	2,6478x10^{6}	2,6478x$10^{}$				1						
калория	кал	4,1868						1					1/252
гигакалория	Гкал	4,1868x10^{9}	4,187		1163	1,163			1	0,1429			
tSKE			29,31			8,141			7	1			
фут-фунт сила	ft-lbf	1,35292									1		
"фут-фунтал" сила	ft-pdl	0,04215										1	
британская теп. ед.	BTU	1055,06						252					1

Мощность

Наименование	Сокращение	Вт	кВт	МВт	кГ-м/сек	KM (PS)	ккал/с	ккал/час	HP	BTU/s
ватт	Вт	1	$1x10^{-3}$	$1x10^{-6}$						
киловатт	кВт	$1x10^{3}$	1	$1x10^{-3}$						
мегаватт	МВт	$1x10^{6}$	$1x10^{3}$	1						
кг сила-метр в секунду	кГ-м/сек	9,80665	0,00980665		1	0,0133		8,45		
лошадиная сила	KM (PS)	735,499	0,735 499		75	1		632		
килокалория в секунду	ккал/с	4186,8	4,1868				1			
килокалория в час	ккал/час	1,163	0,001163		0,118	0,00157		1		
английский паровой конь	HP	745,7	0,7457			1,01139			1	
британская теп. ед. в секунду	BTU/s		1,055							1

Температура - значения

Наименование	Сокращение	T_K(K)	t_c(°C)	t_F (°F)	T_R(°R)
в Кельвинах	T_K(K)	1	$T_K = t_c+273,15$	$T_K = (5/9)t_F+255,37$	$T_K = (5/9)T_R$
в градусах Цельсия	t_c(°C)	$t_c = T_K-273,15$	1	$t_c=(5/9)(t_F-32)$	$t_c=(5/9)-T_R-273,15$
в градусах Фаренгейта	t_F (°F)	$t_F=(9/5)-(T_K-255,37)$	$t_F = (9/5)-t_c+32$	1	$t_F = T_R-(9/5)255,37$
в градусах Ранкина	T_R (°R)	$T_R = (9/5)-T_K$	$T_R = (9/5)-(t_c+273,15)$	$T_R = t_F+(9/5)\ 255,37$	1

Температура - единицы измерений (градусы)

Наименование	Сокращение	K	°c	°F (deg F)	°R (deg R)
кельвин	K	1	1K = 1°C	1K = (9/5)°F	1K = (9/5)°R
градус Цельсия	°C	1°C = 1K	1	1°C = (9/5)°F	1°C = (9/5)°R
градус Фаренгейта	°F (deg F)	1°F=(S/9)K	1°F = (5/9)°C	1	1°F = 1°R
градус Ранкина	°R (deg R)	1°R = (5/9)K	1°R = (5/9)°C	1°R = 1°F	1

Удельная теплоемкость

Наименование	Сокращение	Дж/(кг-К)	кал/(кг-К)	кДж/(кг-°С)	кДж/(кг-К)	кВт-час/(кг-К)
джоуль на килограмм-кельвин	Дж/(кг К)	1	0,239	$1x10^{-3}$	$1x10^{-3}$	$1/(3,6x10^3)$
калория на килограмм кельвин	кал/(кг-К)	4,1868	1	$4,1868x10^3$	$4,1868x10^{-3}$	$1,163x10^{-6}$
килоджоуль на килограмм-градус Цельсия	кДж/(кг°С)	$1x10^3$	239	1	1	$1/(3,6x10^3)$
килоджоуль на килограмм-кельвин	кДж/(кг К)	$1x10^3$	239	1	1	$1/(3,6x10^3)$
киловатт час на килограмм-кельвин	кВт час/(кг К)	$3,6x10^6$	$859,8x10^3$	$3,6x10^3$	$3,6x10^3$	1

Теплота сгорания

Наименование	Сокращение	кДж/кг	МДж/кг	ккал/кг	кВт-час/кг
килоджоуль на килограмм	кДж/кг	1	$1x10^{-3}$	0,238846	1/3600
мегаджоуль на килограмм	МДж/кг	$1x10^3$	1	238,846	1/3,6
килокалория на килограмм	ккал/кг	4,1868	$4,1868x10^{-3}$	1	$1,163x10^{-3}$
киловатт-час на килограмм	кВт час/кг	3600	3,6	859,8452	1

Теплота сгорания некоторых видов топлива

Топливо	Теплота сгорания						Метановое число
	кДж/кг	кДж/Нм³	ккал/кг	ккал/Нм³	кВт-час/кг	кВт-час/Нм³	
легкое жидкое топливо	42700	—	10198	—	11,86	—	—
тяжелое жидкое топливо - мазут	41000	—	9792	—	11,39	—	—
этанол	26500	—	6329	—	7,36		—
метанол	19400	—	4634	—	5,39	—	—
природный газ GZ 20	—	17570	—	4196	—	4,88	114
природный газ GZ 35	—	24000	—	5731	—	6,67	
природный газ GZ 41,5	—	28000	—	6688	—	7,78	
природный газ GZ 50	—	35000	—	8360	—	9,72	80
биогаз из метантанков	—	23000	—	5493	—	6,39	135
биогаз от свалок мусора	—	17640	—	4213	—	4,90	140
коксовый газ	—	16850	—	4024	—	4,68	—
шахтный газ-метан	—	18360	—	4450	—	5,10	—
синтезированный газ (древесный)	—	4960	—	1 185	—	1,38	—
пропан	46350	93200	11070	22350	12,88	25,89	34
бутан	45700	123800	10915	29569	12,69	34,39	—
водород	—	10780	—	2574	—	2,99	0
метан	—	35890	—	8572	—	9,97	100
окись углерода	—	12 600	—	3009	—	3,50	75
бурый уголь	21000	—	5015	—	5,83	—	—
каменный уголь	27 500	—	6568	—	7,34	—	—
дерево							—
пеллец	17460	—	4170	—	4,85	—	—

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения

Избыточное давление $p_и$, бар	Абсолютное давление p_s, бар абс.	Температура t_s, °C	Удельная энтальпия			Удельный объем насыщенного пара V'' [м³/кг]
			Кипящей воды i', кДж/кг	Испарения r, кДж/кг	Насыщенного сухого пара i'' [кДж/кг]	
	0,05	32,88	137,82	2423,7	2561,5	28,192
	0,10	45,81	191,83	2392,8	2584,7	14,674
	0,15	53,97	225,94	2373,1	2599,1	10,022
	0,20	60,06	251,40	2358,3	2609,7	7,649
	0,25	64,97	271,93	2346,3	2618,2	6,204
	0,30	69,10	289,23	2336,1	2625,3	5,229
	0,35	72,70	304,30	2327,2	2631,5	4,530
	0,40	75,87	317,58	2319,2	2636,8	3,993
	0,45	78,70	329,67	2312,0	2641,7	3,580
	0,50	81,33	340,49	2305,4	2645,9	3,240
	0,55	83,72	350,54	2299,3	2649,8	2,964
	0,60	85,94	359,86	2293,6	2653,5	2,732
	0,65	88,01	368,54	2288,3	2656,9	2,535
	0,70	89,95	376,70	2283,3	2660,0	2,365
	0,75	91,78	384,39	2278,6	2663,0	2,217
	0,80	93,50	391,66	2274,1	2665,8	2,087
	0,85	95,14	398,57	2269,8	2668,4	1,972
	0,90	96,71	405,15	2265,7	2670,9	1,869
	0,95	98,20	411,43	2261,8	2673,2	1,777
	1,00	99,63	417,46	2258,0	2675,5	1,694
0	1,013	100,00	419,04	2257,0	2676,0	1,673
0,05	1,063	101,40	424,9	2253,3	2678,2	1,601
0,10	1,113	102,66	430,2	2250,2	2680,4	1,533
0,15	1,163	103,87	435,6	2246,7	2682,3	1,471
0,20	1,213	105,10	440,8	2243,4	2684,2	1,414
0,25	1,263	106,26	445,7	2240,3	2686,0	1,361
0,30	1,313	107,39	450,4	2237,2	2687,6	1,312
0,35	1,363	108,50	455,2	2234,1	2689,3	1,268
0,40	1,413	109,55	459,7	2231,3	2691,0	1,225
0,45	1,463	110,58	464,1	2228,4	2692,5	1,186

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (продолжение 1)

Избыточное давление p_n, бар	Абсолютное давление p_s, бар абс.	Температура t_s, °С	Удельная энтальпия			Удельный объем насыщенного пара V [м³/кг]
			Кипящей воды i', кДж/кг	Испарения r, кДж/кг	Насыщенного сухого пара i'' [кДж/кг]	
0,50	1,513	111,61	468,3	2225,6	2693,9	1,149
0,55	1,563	112,60	472,4	2223,1	2695,5	1,115
0,60	1,613	113,56	476,4	2220,4	2696,8	1,083
0,65	1,663	114,51	480,2	2217,9	2698,1	1,051
0,70	1,713	115,40	484,1	2215,4	2699,5	1,024
0,75	1,763	116,28	487,9	2213,0	2700,9	0,997
0,80	1,813	117,14	491,6	2210,5	2702,1	0,971
0,85	1,863	117,96	495,1	2208,3	2703,4	0,946
0,90	1,913	118,80	498,9	2205,6	2704,5	0,923
0,95	1,963	119,63	502,2	2203,5	2705,7	0,901
1,00	2,013	120,42	505,6	2201,1	2706,7	0,881
1,05	2,063	121,21	508,9	2199,1	2708,0	0,860
1,10	2,113	121,96	512,2	2197,0	2709,2	0,841
1,15	2,163	122,73	515,4	2195,0	2710,4	0,823
1,20	2,213	123,46	518,7	2192,8	2711,5	0,806
1,25	2,263	124,18	521,6	2190,7	2712,3	0,788
1,30	2,313	124,90	524,6	2188,7	2713,3	0,773
1,35	2,363	125,59	527,6	2186,7	2714,3	0,757
1,40	2,413	126,28	530,5	2184,8	2715,3	0,743
1,45	2,463	126,96	533,3	2182,9	2716,2	0,728
1,50	2,513	127,62	536,1	2181,0	2717,1	0,714
1,55	2,563	128,26	538,9	2179,1	2718,0	0,701
1,60	2,613	128,89	541,6	2177,3	2718,9	0,689
1,65	2,663	129,51	544,4	2175,5	2719,9	0,677
1,70	2,713	130,13	547,1	2173,7	2720,8	0,665
1,75	2,763	130,75	549,7	2171,9	2721,6	0,654
1,80	2,813	131,37	552,3	2170,1	2722,4	0,643
1,85	2,863	131,96	554,8	2168,3	2723,1	0,632
1,90	2,913	132,54	557,3	2166,7	2724,0	0,622
1,95	2,963	133,13	559,8	2165,0	2724,8	0,612
2,00	3,013	133,69	562,2	2163,3	2725,6	0,603
2,05	3,063	134,25	564,6	2161,7	2726,3	0,594
2,10	3,113	134,82	567,0	2160,1	2727,1	0,585
2,15	3,163	135,36	569,4	2158,5	2727,9	0,576
2,20	3,213	135,88	571,7	2156,9	2728,6	0,568
2,25	3,263	136,43	574,0	2155,3	2729,3	0,560
2,30	3,313	136,98	576,3	2153,7	2730,0	0,552
2,35	3,363	137,50	578,5	2152,2	2730,7	0,544
2,40	3,413	138,01	580,7	2150,7	2731,4	0,536
2,45	3,463	138,53	582,8	2149,2	2732,0	0,529
2,50	3,513	139,02	585,0	2147,6	2732,6	0,522
2,55	3,563	139,52	586,9	2146,3	2733,2	0,515
2,60	3,613	140,00	589,2	2144,7	2733,9	0,509
2,65	3,663	140,48	591,3	2143,3	2734,6	0,502
2,70	3,713	140,96	593,3	2141,9	2735,2	0,496
2,75	3,763	141,44	595,3	2140,5	2735,8	0,489
2,80	3,813	141,92	597,4	2139,0	2736,4	0,483
2,85	3,863	142,40	599,4	2137,6	2737,0	0,477
2,90	3,913	142,86	601,4	2136,1	2737,5	0,471
2,95	3,963	143,28	603,3	'2134,8	2738,1	0,466
3,00	4,013	143,75	605,3	2133,4	2738,7	0,461
3,10	4,113	144,67	609,1	2130,7	2739,8	0,451
3,20	4,213	145,46	612,9	2128,1	2741,0	0,440
3,30	4,313	146,36	616,4	2125,5	2741,9	0,431
3,40	4,413	147,20	620,0	2122,9	2742,9	0,422
3,50	4,513	148,02	623,6	2120,3	2743,9	0,413
3,60	4,613	148,84	627,1	2117,8	2744,9	0,405
3,70	4,713	149,64	630,6	2115,3	2745,9	0,396

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (продолжение 2)

Избыточное давление $p_и$, бар	Абсолютное давление p_s, бар абс.	Температура t_s, °C	Удельная энтальпия			Удельный объем насыщенного пара V' [м³/кг]
			Кипящей воды i', кДж/кг	Испарения r, кДж/кг	Насыщенного сухого пара i'' [кДж/кг]	
3,80	4,813	150,44	634,0	2112,9	2746,9	0,389
3,90	4,913	151,23	637,3	2110,5	2747,8	0,381
4,00	5,013	151,96	640,7	2108,1	2748,8	0,374
4,10	5,113	152,68	643,9	2105,7	2749,6	0,367
4,20	5,213	153,40	647,1	2103,5	2750,6	0,361
4,30	5,313	154,12	650,2	2101,2	2751,4	0,355
4,40	5,413	154,84	653,3	2098,9	2752,2	0,348
4,50	5,513	155,55	656,3	2096,7	2753,0	0,342
4,60	5,613	156,24	659,3	2094,5	2753,8	0,336
4,70	5,713	156,94	662,3	2092,3	2754,6	0,330
4,80	5,813	157,62	665,2	2090,2	2755,4	0,325
4,90	5,913	158,28	668,1	2088,1	2756,2	0,320
5,00	6,013	158,92	670,9	2086,0	2756,9	0,315
5,10	6,113	159,56	673,7	2083,9	3757,6	0,310
5,20	6,213	160,20	676,5	2081,8	2758,3	0,305
5,30	6,313	160,82	679,2	2079,8	2759,0	0,301
5,40	6,413	161,45	681,9	2077,8	2759,7	0,296
5,50	6,513	162,08	684,6	2075,7	2760,3	0,292
5,60	6,613	162,68	687,2	2073,8	2761,0	0,288
5,70	6,713	163,27	689,8	2071,8	2761,6	0,284
5,80	6,813	163,86	692,4	2069,9	2762,3	0,280
5,90	6,913	164,46	695,0	2067,9	2762,9	0,276
6,00	7,013	165,04	697,5	2066,0	2763,5	0,272
6,10	7,113	165,60	700,0	2064,1	2764,1	1,269
6,20	7,213	166,16	702,5	2062,3	2764,8,	0,265
6,30	7,313	166,73	705,0	2060,4	2765,4	0,261
6,40	7,413	167,29	707,4	2058,6	2766,0	0,258
6,50	7,513	167,83	709,7	2056,8	2766,5	0,255
6,60	7,613	168,38	712,1	2055,0	2767,1	0,252
6,70	7,713	168,89	714,5	2053,1	2767,6	0,249
6,80	7,813	169,43	716,8	2051,3	2768,1	0,246
6,90	7,913	169,95	719,1	2049,5	2768,6	0,243
7,00	8,013	170,50	721,4	2047,7	2769,1	0,240
7,10	8,113	171,02	723,6	2046,1	2769,7	0,237
7,20	8,213	171,53	725,9	2044,3	2770,2	0,235
7,30	8,313	172,03	728,1	2042,6	2770,7	0,232
7,40	8,413	172,53	730,4	2040,8	2771,2	0,229
7,50	8,513	173,02	732,5	2039,2	2771,7	0,227
7,60	8,613	173,50	734,7	2037,5	2772,2	0,224
7,70	8,713	174,00	736,8	2035,9	2772,7	0,222
7,80	8,813	174,46	738,9	2034,2	2773,1	0,219
7,90	8,913	174,93	741,0	2032,6	2773,6	0,217
8,00	9,013	175,43	743,1	2030,9	2774,0	0,215
8,10	9,113	175,88	745,2	2029,3	2774,5	0,212
8,20	9,213	176,37	747,2	2027,6	2774,8	0,210
8,30	9,313	176,83	749,3	2026,1	2775,4	0,208
8,40	9,413	177,27	751,3	2024,5	2775,8	0,206
8,50	9,513	177,75	753,3	2022,9	2776,2	0,204
8,60	9,613	178,20	755,3	2021,3	2776,6	0,202
8,70	9,713	178,64	757,2	2019,7	2776,9	0,200
8,80	9,813	179,08	759,2	2018,2	2777,4	0,198
8,90	9,913	179,53	761,1	2016,6	2777,7	0,196
9,00	10,013	179,97	763,0	2015,1	2778,1	0,194
9,10	10,113	180,41	765,0	2013,5	2778,5	0,192
9,20	10,213	180,83	766,9	2012,0	2778,9	0,191
9,30	10,313	181,26	768,7	2010,5	2779,2	0,189
9,40	10,413	181,68	770,6	2009,0	2779,6	0,187
9,50	10,513	182,10	772,5	2007,5	2780,0	0,185
9,60	10,613	182,51	774,4	2006,0	2780,4	0,184

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (продолжение 3)

Избыточное давление $p_и$, бар	Абсолютное давление p_s, бар абс.	Температура t_s, °С	Удельная энтальпия			Удельный объем насыщенного пара V'' [м³/кг]
			Кипящей воды i', кДж/кг	Испарения r, кДж/кг	Насыщенного сухого пара i'' [кДж/кг]	
9,70	10,713	182,91	776,2	2004,5	2780,7	0,182
9,80	10,813	183,31	778,0	2003,1	2781,1	0,181
9,90	10,913	183,72	779,8	2001,6	2781,4	0,179
10,00	11,013	184,13	781,6	2000,1	2781,7	0,177
10,20	11,213	184,92	785,1	1997,3	2782,4	0,174
10,40	11,413	185,68	788,6	1994,4	2783,0	0,172
10,60	11,613	186,49	792,1	1991,6	2783,7	0,169
10,80	11,813	187,25	795,5	1988,8	2784,3	0,166
11,00	12,013	188,02	798,8	1986,0	2784,8	0,163
11,20	12,213	188,78	802,3	1983,2	2785,5	0,161
11,40	12,413	189,52	805,5	1980,5	2786,0	0,158
11,60	12,613	190,24	808,8	1977,8	2786,6	0,156
11,80	12,813	190,97	812,0	1975,1	2787,1	0,153
12,00	13,013	191,68	815,1	1972,5	2787,6	0,151
12,20	13,213	192,38	818,3	1969,9	2788,2	0,149
12,40	13,413	193,08	821,4	1967,2	2788,6	0,147
12,60	13,613	193,77	824,5	1964,6	2789,1	0,145
12,80	13,813	194,43	827,5	1962,1	2789,6	0,143
13,00	14,013	195,10	830,4	1959,6	2790,0	0,141
13,20	14,213	195,77	833,4	1957,1	2790,5	0,139
13,40	14,413	196,43	836,4	1954,5	2790,9	0,137
13,60	14,613	197,08	839,3	1952,0	2791,3	0,135
13,80	14,813	197,72	842,2	1949,6	2791,8	0,133
14,00	15,013	198,35	845,1	1947,1	2792,2	0,132
14,20	15,213	198,98	848,0	1944,6	2792,6	0,130
14,40	15,413	199,61	850,7	1942,3	2793,0	0,128
14,60	15,613	200,23	853,5	1939,8	2793,3	0,127
14,80	15,813	200,84	866,3	1937,4	2793,7	0,125
15,00	16,013	201,45	859,0	1935,0	2794,0	0,124
15,20	16,213	202,04 ,	861,7,	1932,7,	2794,4	0,122
15,40	16,413	202,62	884,4	1930,4	2794,8	0,121
15,60	16,613	203,21	867,1	1928,0	2795,1	0,119
15,80	16,813	203,79	869,7	1925,7	2795,4	0,118
16,00	17,013	204,38	872,3	1923,4	2795,7	0,117
16,20	17,213	204,94	874,9	1921,2	2796,1	0,115
16,40	17,413	205,49	877,5	1918,9	2796,4	0,114
16,60	17,613	206,05	880,0	1916,7	2796,7	0,113
16,80	17,813	206,61	882,5	1914,4	2796,9	0,111
17,00	18,013	207,17	885,0	1912,1	2797,1	0,110
17,20	18,213	207,75	887,5	1909,9	2797,4	0,109
17,40	18,413	208,30	889,9	1907,7	2797,6	0,108
17,60	18,613	208,84	892,4	1905,5	2797,9	0,107
17,80	18,813	209,37	894,8	1903,4	2798,2	0,106
18,00	19,013	209,90	897,2	1901,3	2798,5	0,105
18,20	19,213	210,43	899,6	1899,1	2798,7	0,104
18,40	19,413	210,96	902,0	1896,9	2798,9	0,103
18,60	19,613	211,47	904,3	1894,8	2799,1	0,102
18,80	19,813	211,98	906,7	1892,6	2799,3	0,101
19,00	20,013	212,47	909,0	1890,5	2799,5	0,100
19,20	20,213	212,98	911,3	1888,4	2799,7	0,0986
19,40	20,413	213,49	913,6	1886,3	2799,9	0,0976
19,60	20,61^	213,99	915,8	1884,3	2800,1	0,0967
19,80	20,813	214,48	918,1	1882,2	2800,3	0,0958
20,00	21,013	214,96	920,3	1880,2	2800,5	0,0949
20,50	21,513	216,15	925,8	1875,1	2800,9	0,0927
21,00	22,013	217,35	931,3	1870,1	2801,4	0,0906
21,50	22,513	218,53	936,6	1865,1	2801,7	0,0887
22,00	23,013	219,65	941,9	1860,1	2802,0	0,0868
22,50	23,513	220,76	947,1	1855,3	2802,4	0,0849

Термодинамические свойства воды и водяного пара в состоянии насыщения (продолжение 4)

Избыточное давление $p_и$, бар	Абсолютное давление p_s, бар абс.	Температура t_s, °C	Удельная энтальпия			Удельный объем насыщенного пара v'' [м³/кг]
			Кипящей воды i', кДж/кг	Испарения r, кДж/кг	Насыщенного сухого пара i'' [кДж/кг]	
23,00	24,013	221,85	952,2	1850,4	2802,6	0,0832
23,50	24,513	222,94	957,3	1845,6	2802,9	0,0815
24,00	25,013	224,02	962,2	1840,9	2803,1	0,0797
24,50	25,513	225,08	967,2	1838,1	2803,3	0,0783
25,00	26,013	226,12	972,1	1831,4	2803,5	0,0768
26,00	27,013	228,15	981,6	1822,2	2803,8	0,0740
27,00	28,013	230,14	990,7	1813,3	2804,0	0,0714
28,00	29,013	232,05	999,7	1804,4	2804,1	0,0689
29,00	30,013	233,93	1008,6	1795,6	2804,2	0,0666
30,00	31,013	235,78	1017,0	1787,0	2804,1	0,0645
31,00	32,013	237,55	1025,6	1778,5	2804,1	0,0625
32,00	33,013	239,28	1033,9	1770,0	2803,9	0,0605
33,00	34,013	240,97	1041,9	1761,8	2803,7	0,0587
34,00	35,013	242,63	1049,7	1753,8	2803,5	0,0571
35,00	36,013	244,25	1057,7	1745,5	2803,2	0,0554
36,00	37,013	245,86	1065,7	1737,2	2802,9	0,0539
37,00	38,013	247,42	1072,9	1729,5	2802,4	0,0524
38,00	39,013	248,95	1080,3	1721,6	2801,9	0,0510
39,00	40,013	250,42	1087,4	1714,1	2801,5	0,0498
40,00	41,013	251,94	1094,6	1706,3	2800,9	0,0485
42,00	43,013	254,74	1108,6	1691,2	2799,8	0,0461
44,00	45,013	257,50	1122,1	1676,2	2798,2	0,0441
46,00	47,013	260,13	1135,3	1661,6	2796,9	0,0421
48,00	49,013	262,73	1148,1	1647,1	2795,2	0,0403
50,00	51,013	265,26	1160,8	1632,8	2793,6	0,0386

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие 3

Раздел первый. ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА 5

1. Основные понятия и определения 5
1.1. Общие сведения 5
1.2. Термодинамическая система 6
1.3. Термические параметры состояния термодинамической системы 7
1.4. Уравнение состояния 9
1.5. Газовые смеси 10
1.6. Термодинамические процессы 12
2. Первый закон термодинамики 14
2.1. Внутренняя энергия 14
2.2. Работа и теплота процесса 16
2.3. Работа изменения объема 17
2.4. Уравнение первого закона термодинамики для закрытых систем 19
2.5. Теплоемкость 20
2.6. Энтальпия 22
2.7. Энтропия 24
2.8. Термодинамические процессы идеальных газов в закрытых системах 26
3. Второй закон термодинамики 34
3.1. Общая характеристика 34
3.2. Термический анализ циклов 36
3.3. Цикл Карно 36
3.4. Изменение энтропии в обратимых и необратимых процессах 39
3.5. Эффективность превращения энергии разных видов 42
3.6. Эксергетический баланс и коэффициент полезного действия 44
4. Характеристические функции. Термодинамический и химический потенциалы 47
4.1. Характеристические функции 47
4.2. Термодинамические потенциалы 50
4.3. Химический потенциал 52
5. Термодинамика реальных рабочих тел 54
5.1. Общая характеристика реальных тел 54
5.2. Процессы образования водяного пара 54
5.3. Параметры состояния жидкости и пара 57
5.4. Процессы изменения состояния пара 58
5.5. Влажный воздух 61
6. Термодинамика потока 68
6.1. Общие сведения 68
6.2. Математическое выражение первого закона термодинамики для потока 68
6.3. Истечение газов и паров 72
6.4. Дросселирование 76
7. Термодинамические основы рабочих процессов в компрессорах 79
7.1. Одноступенчатый компрессор 79
7.2. Многоступенчатый компрессор 81
8. Циклы тепловых двигателей и установок 83
8.1. Общие сведения 83
8.2. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания 83
8.3. Циклы паросиловых установок 86
8.4. Циклы парогазовых установок 91

9. Циклы холодильных установок и тепловых насосов (обратные термодинамические циклы) ... 92
9.1. Общие сведения ... 92
9.2. Цикл паровой компрессорной холодильной установки ... 93
9.3. Цикл абсорбционной холодильной установки ... 94
9.4. Цикл теплового насоса ... 95
10. Основы неравновесной термодинамики ... 96
10.1. Общие сведения ... 96
10.2. Основные положения термодинамики необратимых процессов ... 98
10.3. Возрастание энтропии в необратимых процессах по Пригожину ... 99

Раздел второй. ОСНОВЫ ТЕПЛОМАССООБМЕНА ... 102

11. Виды теплообмена. Основные понятия и определения ... 102
12. Теплопроводность ... 104
12.1. Основной закон теплопроводности ... 104
12.2. Дифференциальное уравнение теплопроводности ... 106
12.3. Условия однозначности ... 108
12.4. Теплопроводность при стационарном режиме ... 109
12.5. Теплопроводность тел при наличии внутренних источников теплоты ... 113
12.6. Теплопроводность при граничных условиях третьего рода ... 114
13. Теплопроводность при нестационарном режиме ... 116
13.1. Основные сведения ... 116
13.2. Методы решения задач нестационарной теплопроводности ... 118
14. Конвективный теплообмен ... 125
14.1. Общие сведения и определения ... 125
14.2. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена ... 128
14.3. Система дифференциальных уравнений конвективного теплообмена в приближении пограничного слоя ... 132
14.4. Основы теории подобия. Подобие и моделирование процессов конвективного теплообмена ... 135
14.5. Осреднение коэффициентов теплоотдачи ... 139
14.6. Критериальные уравнения для определения коэффициента теплообмена ... 140
14.7. Теплообмен при изменении агрегатного состояния вещества ... 143
15. Лучистый теплообмен ... 149
15.1. Основные понятия и определения ... 149
15.2. Законы лучистого теплообмена ... 151
15.3. Теплообмен излучением между твердыми телами, разделенными диатермической средой ... 154
15.4. Теплообмен излучением между телом и оболочкой ... 155
15.5. Теплообмен излучением между произвольно расположенными элементами поверхности нагрева ... 156
15.6. Коэффициент теплообмена излучением ... 158
15.7. Излучение газов. Теплообмен излучением между газом и оболочкой ... 158
15.8. Сложный теплообмен ... 159
16. Основы теплового расчета теплообменных апаратов ... 161
16.1. Классификация теплообменных аппаратов ... 161
16.2. Метод расчета рекуперативных теплообменных аппаратов ... 163
16.3. Методы интенсификации теплообмена ... 167
17. Теплообмен в двухкомпонентных средах ... 169
17.1. Основные сведения и определения ... 169
17.2. Диффузия ... 171
17.3. Конвективный массообмен. Массопередача ... 173

17.5. Дифференциальные уравнения тепломассообмена. Критерии подобия ... 174

Раздел третий. ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И СИСТЕМЫ ... 177

18. Топливо и основы горения ... 177
18.1. Общие сведения ... 177
18.2. Состав и характеристика топлива ... 179
18.3. Основы теории горения органического топлива ... 182
19. Теплогенерирующие установки ... 192
19.1. Общие сведения ... 192
19.2. Котельные установки ... 192
19.3. Теплогенераторы ... 214
20. Компрессоры. Вентиляторы ... 217
20.1. Общие сведения и классификация компрессоров ... 217
20.2. Поршневые компрессоры ... 218
20.3. Компрессорные установки ... 222
20.4. Ротационные компрессоры ... 223
20.5. Винтовые компрессоры ... 224
20.6. Центробежные компрессоры ... 225
20.7. Вентиляторы ... 225
21. Двигатели внутреннего сгорания ... 229
21.1. Общие сведения. Классификация ... 229
21.2. Рабочие циклы четырехтактных и двухтактных двигателей ... 231
21.3. Тепловой баланс и технико-экономические показатели ... 234
22. Тепловые электростанции ... 236
22.1. Общие сведения и классификация ... 236
22.2. Паротурбинные электрические станции на органическом топливе ... 238
22.3. Атомные электрические станции ... 241
22.4. Газотурбинные и парогазовые электростанции ... 244
22.5. Дизельные электростанции ... 245
23. Холодильные машины. Тепловые насосы ... 249
23.1. Общие сведения ... 249
23.2. Компрессорная холодильная машина ... 251
23.3. Абсорбционные холодильные машины ... 254
23.4. Пароэжекторные холодильные машины ... 256
23.5. Газовые холодильные машины ... 256
23.6. Тепловые насосы ... 257

Раздел четвертый. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ ... 260

24. Теплофизика сельскохозяйственных сооружений ... 260
24.1. Тепловой режим помещения ... 260
24.2. Воздушный режим помещений ... 263
25. Отопление, горячее водоснабжение и кондиционирование воздуха ... 267
25.1. Общие сведения ... 267
25.2. Тепловая мощность системы отопления ... 267
25.3. Системы отопления ... 273
25.4. Нагревательные приборы системы отопления ... 282
25.5. Оборудование для нагревания воздуха ... 285
25.6. Горячее водоснабжение ... 288
25.7. Кондиционирование воздуха ... 290
25.8. Графики тепловой нагрузки ... 292
25.9. Регулирование тепловых нагрузок ... 294
25.10. Подбор котлов ... 297

26. Вентиляция производственных и коммунально-бытовых зданий 299
26.1. Общие сведения 299
26.2. Принципиальные схемы вентиляции 302
26.3. Расчет системы вентиляции 307
26.4. Подбор вентиляторов 310
27. Тепловые сети 312
27.1. Общие сведения 312
27.2. Трубопроводы, опоры, компенсаторы 314
27.3. Гидравлический расчет тепловых сетей 315
27.4. Тепловой расчет сетей 316
28. Применение теплоты в животноводческих и птицеводческих комплексах и фермах 319
28.1. Общие сведения 319
28.2. Балансовые уравнения тепло-, влаго- и газообмена 320
28.3. Расчет отопления и вентиляции при помощи H—d-диаграммы 324
29. Теплоснабжение сооружений защищенного грунта 327
29.1. Общие сведения 327
29.2. Виды обогрева 329
29.3. Предупреждение перегрева растений в теплицах 333
29.4. Регулирование микроклимата в сооружениях защищенного грунта 334
29.5. Тепловой расчет сооружений защищенного грунта 335
30. Сушка продуктов сельскохозяйственного производства 338
30.1. Общие сведения и основные определения 338
30.2. Кинетика процесса сушки 341
30.3. Материальный и тепловой балансы конвективной сушки 342
30.4. Классификация и принципиальные схемы зерносушилок конвективного действия 345
30.5. Технология сушки 348
30.6. Контроль и автоматизация процесса сушки 349
31. Технологические основы хранения сельскохозяйственных продуктов 351
31.1. Общие сведения 351
30.2. Типы хранилищ для овощей и плодов. Их характеристика 351
31.3. Вентиляция хранилищ 354
31.4. Хранение плодов в регулируемой газовой среде 356
31.5. Автоматическое регулирование температурно-влажностного режима в хранилищах 357
31.6. Тепловой расчет капитальных хранилищ 359
32. Экономия теплоэнергетических ресурсов 363
32.1. Общие сведения 363
32.2. Возобновляемые источники энергии 363
32.3. Аккумулирование теплоты 391
32.4. Теплонасосные установки 395
32.5. Когенерация 400
32.6. Альтернативные источники на базе мини-ТЭЦ 402
32.7. Энергоэффективные здания 403
32.8. Интенсификация энергосберегающих технологий методом дискретно-импульсного ввода энергии 406
32.9. Основы оптимизации энергетических систем 408
33. Охрана окружающей среды 412
33.1. Общие сведения 412
33.2. Токсичность выбросов и их воздействие на человека 413
33.3. Защита окружающей среды 416
Литература 419
Приложение **420**

Учебное издание

Амерханов Роберт Александрович
Драганов Борис Харлампиевич

ТЕПЛОТЕХНИКА

2-е изд., перераб. и доп.
Учебник для вузов

Редакторы: *Н. С. Ляшко, В. В. Тронько*
Компьютерный набор *М. В. Андрюшиной, К. А. Гарькавого*
Оригинал-макет *Н. Н. Мининой*
Обложка художника *В. В. Клименко*

Подп. в печать 25.04.2006 г.
Формат 70 x 100/16. Бумага офсетная № 1. Гарн. «Школьная».
Печать офсетная. Уч.-изд. л. 45,46. Усл. печ. л. 36,08.
Тираж 1000 экз. Зак. № 822

ОАО издательство «Энергоатомиздат»
107031, г.Москва, ул. Рождественка, д. 5/7, стр. 1

Отпечатано ВРО №100589, п-ль Купреев В.В.,
353240, ст. Северская, ул. Народная, 41.
Тел./факс 8 (86166) 2-14-63.
E-mail: prhouse@mail.kuban.ru