6П2.2
Д72

УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ ДЛЯ ВУЗОВ

Б. Х. ДРАГАНОВ
А. В. КУЗНЕЦОВ
С. П. РУДОБАШТА

ТЕПЛОТЕХНИКА И ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

УЧЕБНИКИ
И УЧЕБНЫЕ
ПОСОБИЯ
ДЛЯ СТУДЕНТОВ ВЫСШИХ
УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

Б.Х.ДРАГАНОВ
А.В.КУЗНЕЦОВ
С.П.РУДОБАШТА

ТЕПЛОТЕХНИКА И ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Под редакцией доктора технических наук,
профессора Б. Х. ДРАГАНОВА

Допущено Главным управлением высших учебных заведений при Государственной комиссии Совета Министров СССР по продовольствию и закупкам в качестве учебника для студентов высших учебных заведений по инженерным специальностям сельского хозяйства

МОСКВА ВО «АГРОПРОМИЗДАТ» 1990

ББК 40.7
Д72
УДК 631.371:621.1:658.264(075.8)

Редактор *А. И. Зелепукин*

Рецензенты: доктор технических наук, профессор *А. В. Николаенко* и кандидат технических наук, доцент *В. П. Зуев* (ЛСХИ); кандидат технических наук, доцент *А. И. Кирюшатов* (СИМСХ).

162840
БИБЛИОТЕКА
Алтайского института
животноводства

Драганов Б. Х. и др.

Д72 Теплотехника и применение теплоты в сельском хозяйстве. — М.: Агропромиздат, 1990. — 463 с.: ил.

ISBN 5—10—000759—1

Рассмотрены основы термодинамики и теории тепломассообмена с учетом специфики теплотехники сельскохозяйственного производства, топливо и его горение, генераторы теплоты в сельском хозяйстве, тепловые двигатели, теплосиловые установки. Приведены основы строительной теплофизики сельскохозяйственных зданий, освещены вопросы отопления и вентиляции общественных и производственных зданий, применения теплоты в отраслях сельского хозяйства, охраны окружающей среды, а также технико-экономические показатели.

Для студентов инженерных специальностей сельскохозяйственных вузов.

Д $\frac{3703000000-397}{035(01)-90}$ 188—90

ББК 40.7

ISBN 5—10—000759—1

© Б. Х. Драганов, А. В. Кузнецов, С. П. Рудобашта, 1990

ПРЕДИСЛОВИЕ

Успешное претворение в жизнь задач, стоящих перед сельским хозяйством, во многом зависит от решения инженерных проблем, среди которых — рациональное использование энергии. В общем энергетическом балансе сельских районов тепловая энергия играет ведущую роль. Поэтому развитие теплоснабжения, эффективное использование и эксплуатация теплотехнического оборудования стали одними из важнейших условий подъема сельского хозяйства.

Рациональное использование теплоты невозможно без овладения теорией тепловых процессов и знания основных законов преобразования энергии, которые, как правило, являются основными в технологических процессах сельскохозяйственного производства.

Огромное количество теплоты расходуется на отопление и вентиляцию, на обеспечение необходимых параметров микроклимата в животноводческих и птицеводческих помещениях, хранилищах и сооружениях защищенного грунта, на сушку сельскохозяйственной продукции, приготовление кормов, получение искусственного холода и другие цели. Во всех указанных случаях перенос теплоты сопровождается тепломассообменом. Эти явления взаимосвязаны. Раскрытие закономерностей переноса теплоты в технологических процессах сельскохозяйственного производства позволяет специалисту определить оптимальные методы управления указанными процессами.

Данные технологические процессы представляют собой сложный комплекс технических, биологических, физиологических и других факторов, обеспечивающих условия жизнедеятельности животных и растений. Для сельского хозяйства характерны большая разбросанность потребителей теплоты, существенная неравномерность плотности тепловых нагрузок.

Способы теплоснабжения зависят от концентрации тепловых нагрузок. Крупные животноводческие комплексы, тепличные комбинаты, предприятия по переработке и хранению сельскохозяйственной продукции, общественно-коммунальная застройка требуют централизованного теплоснабжения. Для отдельных животноводческих помещений и культивационных сооружений защищенного грунта, мелкоквартирной застройки небольшой плотности следует отдавать предпочтение децентрализованному теплоснабжению от местных теплогенерирующих установок.

В теплоснабжении практическое значение на ближайшую перспективу будут иметь вторичные и возобновляемые источники энергии. Использование альтернативных постоянно возобновляемых источников энергии следует сочетать с разработкой энергосберегающих технологий.

В связи с более строгими требованиями к экономии топливно-энергетических ресурсов, проблемой охраны окружающей среды и использованием нетрадиционных источников энергии в сельском хозяйстве значительно возросла роль инженеров-энергетиков.

Решение указанных проблем во многом зависит от уровня подготовки инженеров по энергетическим вопросам.

В учебнике даны сведения, которые необходимы инженеру для эффективной эксплуатации сельскохозяйственного энергетического оборудования и решения задач по рациональному использованию теплоты в различных отраслях сельского хозяйства. Изложение теоретических основ теплотехники выполнено применительно к особенностям сельскохозяйственного производства.

Главы 1...7, 12 и 21...33, а также подраздел 11.5 написаны *Б. Х. Драгановым*; глава 26 — *Б. Х. Драгановым* и *С. П. Рудобаштой* совместно; главы 8...12, 14 и 16 — *С. П. Рудобаштой*; главы 15, 17...20 — *А. В. Кузнецовым*.

Авторские права на материал, помещенный в отдельных главах, осуществляются каждым автором самостоятельно.

Раздел первый
ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА

Глава 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

1.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Термодинамика — наука о законах теплового движения (термо) и его превращениях (динамика) в другие виды движения, происходящих в макроскопических равновесных системах и при переходе систем в равновесие.

В зависимости от круга рассматриваемых вопросов различают техническую и химическую термодинамику, термодинамику биологических систем и т. д. Техническая термодинамика изучает закономерности взаимного превращения теплоты и работы, а также свойства тел, принимающих участие в этих превращениях, и тепловые процессы, протекающие в различных аппаратах и установках, тепловых и холодильных машинах.

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. д.

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.

Термодинамика основывается на двух законах (началах), полученных опытным путем.

Первый закон 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 связан с принципом изменения энтропии в обратимых и необратимых процессах.

1.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА

Термодинамической системой называют совокупность материальных тел, которые находятся в тепловом и механическом взаимодействии одно с другим и с окружающими систему внешними телами (последние составляют окружающую среду), т. е. термодинамическими системами принято называть макроскопические системы, которые находятся в термодинамическом равновесии.

Систему, не обменивающуюся с окружающей средой ни энергией, ни веществом, называют *изолированной (закрытой)*. Если система не обменивается с внешней средой теплотой, ее называют *теплоизолированной,* или *адиабатной.* В открытой системе между ней и средой происходит обмен веществом (массообменное взаимодействие).

Термодинамическая система включает в себя рабочие тела (газы, воздух, пары) и источники теплоты.

Газы, в которых мы можем пренебречь влиянием сил взаимодействия между молекулами и объемом самих молекул, т. е. обладающими теми же свойствами, что и система невзаимодействующих точек, называют *идеальными*, в противном случае — *реальными.*

1.3. ТЕРМИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ СОСТОЯНИЯ

Макроскопические величины, т. е. величины, определяющие состояние системы в данный момент, называют параметрами состояния. Различают *термические* и *калорические* параметры состояния. К первым относят абсолютное давление p, удельный объем v и абсолютную температуру T; ко вторым — внутреннюю энергию u, энтальпию h и энтропию s.

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

Состояние изолированной термодинамической системы, характеризующееся постоянством термодинамических параметров

состояния во времени и по всему объему, занимаемому системой, называется *равновесным*. В равновесной системе отсутствуют потоки энергии и вещества. Всякая изолированная система со временем приходит в состояние равновесия и самопризвольно 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 температуры, давления и т. д., то она *неравновесная*.

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

$$p = \frac{2}{3} n m \bar{w}^2/2, \qquad (1.1)$$

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

Численно давление равно силе, действующей на единицу площади поверхности тела в направлении нормали к последней. Давление измеряют в паскалях, т. е. 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 (1 Па = 0,102 $\times 10^{-4}$ кгс/см^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 равно $p_и = p_а - p$. 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.

$$kT = \frac{2}{3} m \bar{w}^2/2, \qquad (1.2$$

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

Уравнение (1.2) указывает на то, что температура является мерой интенсивности теплового движения. Из уравнений (1.1)

и (1.2) 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 статистическими закономерностями. Большое количество механически движущихся микрочастиц в системе порождает качественно новый вид диалектического закона перехода количественных изменений в качественные.

Температура существует только у термодинамически равновесных систем, которые к тому же не взаимодействуют одна с другой, т. е. температура является термодинамически равновесным параметром.

Температура, определяемая из уравнения (1.2), называется *термодинамической* (абсолютной).

Понятие термодинамической температуры следует из второго закона термодинамики [см. формулу (2.31′)]. 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). Отношение 1/273,16 интервала между двумя точками отсчета — единица измерения по термодинамической температурной шкале, К (Кельвин). 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 др.

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

$$v=V/m.$$

Величина, обратная удельному объему, — плотность тела $\rho=1/v$, отсюда $\rho v=1$. Единица измерения удельного объема м³/кг, а плотности — кг/м³.

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

$$pV=mRT, \tag{1.3}$$

Для 1 кг газа

$$pv=RT, \tag{1.4}$$

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

Из уравнения состояния идеального газа находим

$$p(\partial v/\partial T)_p=\partial/\partial T(RT)=R. \tag{1.5}$$

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

Если в уравнении (1.3) заменить m на μ, где μ — молярная масса газа, а также учесть, что $V_\mu=\mu v$, получим уравнение Клапейрона — Менделеева

$$pV_\mu = R_\mu T, \tag{1.6}$$

где V_μ — молярный объем рабочего тела, м³/кмоль; при нормальных физических условиях $V_\mu=22{,}4$ м³/кмоль; $R_\mu=\mu R$ — универсальная газовая постоянная.

Если уравнение (1.6) записать для нормальных физических условий, получим

$$R_\mu = pV_\mu/T = 101\,325\cdot 22{,}4/273{,}15 = 8314 \text{ Дж/(кмоль·К)}.$$

Газовая постоянная 1 кг конкретного рабочего тела будет равна

$$R=8314/\mu. \tag{1.7}$$

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, — уравнение Ван-дер-Ваальса. Обозначим через b минимальный объем, до которого можно сжать реальный газ. Оче-

видно, 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,

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

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: $P_{мол} = a/v^2$, где a — коэффициент пропорциональности, зависящий от природы реального газа.

Отсюда следует, что уравнение Ван-дер-Ваальса примет вид

$$(p+a/v^2)(v-b) = RT. \qquad (1.8)$$

Уравнение (1.8) 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 получено уравнение состояния, а также составлены таблицы и диаграммы свойств водяного пара, которые используют 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

$$p_n = \sum_{k=1}^{n} p_k, \qquad (1.9)$$

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

Уравнение состояния для k-го компонента смеси имеет вид

$$p_k V = m_k R_k T, \qquad (1.10)$$

а для смеси газов

$$p_n V = T \sum_{k=1}^{n} m_k R_k. \qquad (1.11)$$

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 равна

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

Сопоставляя уравнения (1.10) и (1.11), можно написать

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

откуда

$$R_n = \sum_{k=1}^{n} m_k R_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} m_k = \sum_{k=1}^{n} g_k R_k = \sum_{k=1}^{n} g_k \cdot 8314/\mu_k, \qquad (1.12)$$

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

$$p_n V = m_n R_n T. \qquad (1.13)$$

Смесь газов выражают также через объемную долю, которая равна отношению $r_k = V_k/V$, 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

$$p_n V_k = m_k R_k T. \qquad (1.14)$$

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

$$g = \rho_k V_k \Big/ \left(\sum_{k=1}^{n} \rho_k V_k \right). \tag{1.15}$$

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

$$g = \rho_k r_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} \rho_k r_k = \mu_k r_k \Big/ \sum_{k=1}^{n} \mu_k r_k = \mu_k r_k / \mu_n, \tag{1.16}$$

где $\mu_n = 831 / R_n$.

Аналогично для объемных долей

$$r_k = (g_k / \rho_k) \Big/ \sum_{k=1}^{n} (g_k / \rho_k) = (g_k / \mu_k) \Big/ \sum_{k=1}^{n} (g_k / \mu_k). \tag{1.17}$$

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. д.).

1.6. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС

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 рассматриваться 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

---

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

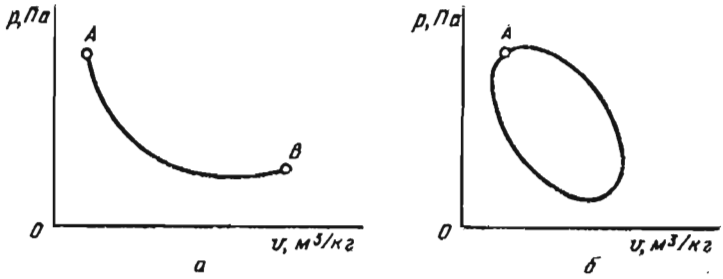


Рис. 1.1. Термодинамический процесс в *pv*-координатах:
а — процесс расширения; *б* — круговой процесс

протекает довольно быстро и поэтому не выполняется условие его равновесности. Равновесные процессы — обратимые.

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

Для протекания обратимого процесса необходимо, во-первых, обеспечение теплового и механического равновесия, т. е. равенство для каждого состояния температуры и давления рабочего тела и окружающей среды; во-вторых, отсутствие трения, завихрений и других односторонне направленных (необратимых) процессов. 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. Обратимый цикл образуется только из обратимых процессов.

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 различным параметрам состояния. Приведите соответствующие примеры. 4. Изложите основные сведения о термических

параметрах состояния. 5. Укажите на функциональную зависимость между параметрами состояния для идеального и реального рабочего тела. 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?

Глава 2. ПЕРВЫЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

2.1. ВНУТРЕННЯЯ ЭНЕРГИЯ

Термодинамическая система в каждом состоянии обладает энергией E, включающей внешнюю энергию $E_{внеш}$, состоящую из энергии движения системы как целого и потенциальной энергии системы в поле внешних сил, и внутреннюю энергию U.

Если движение системы как целого отсутствует и изменение ее потенциальной энергии равно нулю, то полная энергия системы будет равняться ее внутренней энергии. Внутренняя энергия состоит из энергии разных видов движения и взаимодействия входящих в систему частиц, а именно: кинетической энергии $U_{кин}$ поступательного и вращательного движения молекул и колебательного движения атомов и потенциальной энергии $U_{пот}$ сил взаимодействия между молекулами*.

Кинетическая энергия движения молекул — однозначная функция температуры T [например, для поступательного движения молекул эти зависимости определяются уравнением (1.2)]. Потенциальная энергия сил взаимодействия зависит от среднего расстояния между молекулами, т. е. от объема V газа. Поскольку T и V являются параметрами состояния, то внутренняя энергия также есть функция состояния рабочего тела. Для любых двух параметров, определяющих это состояние, можно написать:

$$U=f_1(p, V); \quad U=f_2(p, T); \quad U=f_3(V, T). \tag{2.1}$$

Внутренняя энергия единицы массы вещества $u=U/m$ называется *удельной внутренней энергией* (Дж/кг).

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

* Для изучаемых в дальнейшем процессов можно пренебречь такими составляющими внутренней энергии, как внутриядерная энергия, внутриатомная энергия заполненных электронов и др.

процесса), а определяется начальным и конечным состояниями системы. Для состояний *1* и *2* можно записать

$$\Delta u = \int_1^2 du = u_2 - u_1. \tag{2.2}$$

Если начальное и конечное состояния совпадают, то для кругового процесса

$$\oint du = 0. \tag{2.3}$$

Дифференцируя последнюю из функциональных зависимостей (2.1), получаем

$$du = (\partial u/\partial T)_V dT + (\partial u/\partial V)_T dV. \tag{2.4}$$

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 (2.4) следует, что

$$(\partial u/\partial T)_V = du/dT, \tag{2.5}$$

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:

$$u = \sum_{i=1}^{n} u_i, \tag{2.6}$$

где u_i — внутренняя энергия отдельных частей системы.

Внутреннюю энергию при $t = 0\,^\circ C$ принимают равной нулю.

2.2. РАБОТА РАСШИРЕНИЯ — СЖАТИЯ

При взаимодействии термодинамической системы с окружающей средой происходит передача энергии от системы к внешним телам. Одним из способов энергообмена между системами является работа. Найдем 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. 2.1). При этом каждая точка поверхности, ограничивающей тело пло-

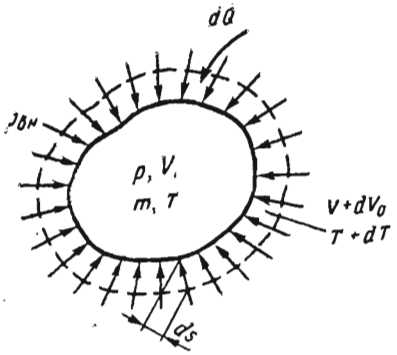


Рис. 2.1. Схема для определения работы при расширении рабочего тела.

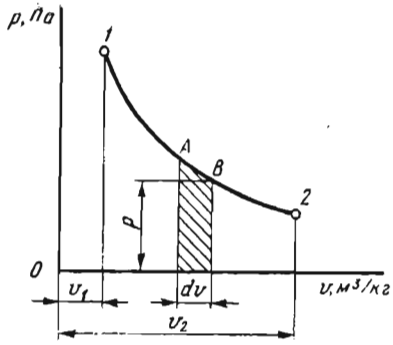


Рис. 2.2. Графическое изображение работы расширения в *pv*-координатах.

щадью A, переместится на бесконечно малое расстояние dS. Элементарная работа будет равна $\delta L = p_{вн} A dS$. Поскольку процесс расширения равновесный, то $p_{вн} = p$. Учтем, что AdS равно элементарному изменению объема dV. В результате получим

$$\delta L = pdV, \tag{2.7}$$

где δ — знак неполного дифференциала.

Разделив левую и правую части уравнения (2.7) на m, получим выражение для элементарной удельной работы

$$\delta l = pdv. \tag{2.7'}$$

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

$$l = \int_{v_1}^{v_2} pdv. \tag{2.8}$$

В общем случае давление p — величина переменная, и поэтому для интегрирования (2.8) должен быть известен закон изменения давления $p = p(v)$.

В *pv*-координатах равновесный процесс расширения изображен кривой *1—2* (рис. 2.2). 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 pv-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 функция состояния системы. Таким образом, элементарная работа δl не является полным дифференциалом. По этой причине ее обозначают δl, а не dl.

2.3. РАБОТА И ТЕПЛОТА

Выше отмечалось, что при взаимодействии термодинамической системы с окружающей средой происходит обмен энергией, причем один из способов ее передачи — работа, а другой — теплота.

Хотя работа L и количество теплоты Q имеют размерность энергии, они не являются видами энергии. В отличие от энергии, которая является параметром состояния системы, работа и теплота зависят от пути перехода системы от одного состояния в другое. Они представляют две формы передачи энергии от одной системы (или тела) к другой.

В первом случае имеет место макрофизическая форма обмена энергией, которая обусловлена механическим воздействием одной системы на другую, сопровождаемым видимым перемещением другого тела (например, поршня в цилиндре двигателя).

Во втором случае осуществлена микрофизическая (т. е. на молекулярном уровне) форма передачи энергии. Мера количества переданной энергии — количество теплоты. Таким образом, работа и теплота — 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 — одно тело передает при тепловом контакте 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

162840

БИБЛИОТЕКА
Алтайского института
земледелия

него энергия в виде работы передается третьему 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.

2.4. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ЗАКРЫТЫХ СИСТЕМ

Первый закон термодинамики — частный случай закона сохранения и превращения энергии, а именно приложение фундаментального закона к термодинамическим системам. В соответствии с этим законом *полная энергия изолированной термодинамической системы при любых происходящих в системе процессах остается постоянной*, т. е. $\Sigma E_i = \text{const}$, где E_i — различные виды энергии.

Закон сохранения и превращения энергии — это выражение материалистического положения о несотворимости и неуничтожимости движения.

Пусть к термодинамической системе массой m, занимающей объем V при давлении p и температуре T, подводится от внешнего источника (из внешней среды) бесконечно малое количество теплоты δQ (см. рис. 2.1). Вследствие подвода теплоты температура системы увеличивается на dT. Повышение температуры приводит к увеличению кинетической энергии теплового движения микрочастиц на величину dE_k.

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 $dE_п$ энергии системы означает изменение ее внутренней энергии dU.

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

$$\delta Q = dU + \delta L. \qquad (2.9)$$

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

Из уравнения (2.9) 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).

Выражение (2.9) — математическое уравнение первого закона термодинамики для изолированных систем.

Для системы, содержащей 1 кг рабочего тела,

$$\delta q = du + \delta l. \tag{2.10}$$

В интегральной форме это уравнение имеет вид

$$q = \Delta u + l. \tag{2.11}$$

2.5. ТЕПЛОЕМКОСТЬ

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

$$C = \delta Q / dT. \tag{2.12}$$

Величину теплоемкости, отнесенную к единице количества вещества,

$$c = \delta q / dT, \tag{2.12'}$$

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,

$$c' = \mu c / \mu = \mu c / 22{,}4 = c\rho_н, \tag{2.13}$$

где $\rho_н$ — плотность газа при нормальных условиях.

Теплоемкость зависит от характера термодинамического процесса, при котором подводится и отводится теплота. Из выражения (2.12) следует, что без подвода и отвода теплоты $c = 0$. Если $dT = 0$, то $c = \pm\infty$. Численно величина теплоемкости 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 (2.10), учитывая, что $\delta l = pdV$, следует, что в процессе при $v = \text{const}$ вся теплота расходуется на изменение

внутренней энергии. Отсюда

$$\delta q_v = du = c_v dT, \tag{2.14}$$

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

Внутренняя энергия — параметр состояния системы и не зависит от промежуточных ее состояний, поэтому уравнение (2.14) справедливо для любого термодинамического процесса.

При $p = \text{const}$ в соответствии с уравнениями (1.4) и (2.10)

$$c_p dT = c_v dT + p dv. \tag{2.15}$$

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

$$c_p - c_v = R. \tag{2.16}$$

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

Умножим (2.16) на молярную массу μ. Поскольку $\mu R = 8314$ Дж/(кмоль·К), получим

$$\mu c_p - \mu c_v = 8{,}314 \text{ кДж/(кмоль·К)}. \tag{2.17}$$

Отношение теплоемкостей при постоянных давлении и объеме обозначают k и называют *коэффициентом Пуассона*, или *показателем адиабаты* (см. параграф 2.7).

$$c_p / c_v = k. \tag{2.18}$$

Согласно молекулярно-кинетической теории газов для одноатомных газов $k = 1{,}667$, для двухатомных $k = 1{,}4$, 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.

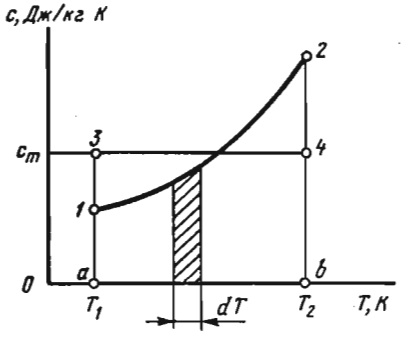


Рис. 2.3. Зависимость теплоемкости от температуры.

Теплоемкость зависит от температуры (рис. 2.3). Если предел изменения температуры небольшой, 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 конечной величине $\Delta t = t_2 - t_1$, называют *средней теплоемкостью данного процесса*:

$$c_m \int_{t_1}^{t_2} = q/(t_2 - t_1). \tag{2.19}$$

Из выражения $c = \delta q/dT$ следует, что

$$q = \int_{t_1}^{t_2} c\,dT, \tag{2.20}$$

т. е.

$$c_m \int_{t_1}^{t_2} = \int_{t_1}^{t_2} c\,dT/(t_2 - t_1). \tag{2.21}$$

Из рисунка 2.3 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

$$C_m = \frac{c_{m_2} t_2 - c_{m_1} t_1}{t_2 - t_1}. \tag{2.22}$$

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

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

$$m_n c_n \Delta t_n = \sum_{k=1}^{n} m_k c_k \Delta t_k, \tag{2.23}$$

откуда

$$c_n = \sum_{k=1}^{n} \frac{m_k}{m_n} c_k = \sum_{k=1}^{n} g_k c_k \tag{2.24}$$

и

$$c'_n = \sum_{k=1}^{n} r_k c'_k. \tag{2.24'}$$

2.6. ЭНТАЛЬПИЯ

В термодинамических и теплотехнических расчетах часто используют сумму внутренней энергии системы U и произведения давления p на величину объема системы V, называемую *энтальпией*:

$$H = U + pV. \tag{2.25}$$

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

$$h = u + pv. \tag{2.26}$$

Величины, входящие в (2.26), — функции состояния, и поэтому энтальпия — тоже функция состояния. Из чего следует, что dh — полный дифференциал, т. е. изменение энтальпии в процессе не зависит от его характера, а определяется только начальным и конечным состояниями системы:

$$\Delta h = \int_1^2 dh = h_2 - h_1. \tag{2.27}$$

Если продифференцировать (2.26), будем иметь

$$dh = du + pdv + vdp = \delta q + vdp. \tag{2.28}$$

Уравнение (2.28) — это другая форма записи первого закона термодинамики.

Пусть процесс изменения состояния рабочего тела протекает при $p = \text{const}$. Тогда из уравнения (2.28) будем иметь

$$dh = \delta q_p, \tag{2.29}$$

где δq_p — количество теплоты при $p = \text{const}$.

Учитывая, что для данного процесса $c_p = \delta q_p / dT$, получим

$$dh = c_p dT. \tag{2.30}$$

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

При $t = 0\,^\circ\text{C}$ 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 — температура T, следовательно,

$$\delta Q/T = dS, \tag{2.31}$$

где T — термодинамическая температура; S — энтропия.

Для системы, включающей 1 кг рабочего тела,

$$\delta q/T = ds, \tag{2.31'}$$

где s — удельная энтропия. Дж/(кг·К).

Запишем уравнение (2.31') с учетом уравнений (2.10) и (2.14):

$$ds = \delta q/T = (c_v dT + p dv)/T = c_v (dT/T) + R dv/v. \tag{2.32}$$

Нетрудно заметить, что уравнение (2.32) представляет собой полный дифференциал. Интегрируя это уравнение при условии $c_V = \text{const}$, получим

$$s_2 - s_1 = \int \frac{\delta q}{T} = c_V \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1}. \tag{2.33}$$

Из уравнения (2.33) следует, что изменение параметра s не зависит от процесса, а определяется исключительно начальными и конечными значениями параметров состояния T и v.

Из уравнения (2.30) с учетом уравнения (2.28) получим

$$\delta q = c_p dT - v dp.$$

откуда

$$ds = \delta q/T = c_p \frac{dT}{T} - \frac{v dp}{T} = c_p \frac{dT}{T} - R \frac{dp}{p}, \tag{2.34}$$

а

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1}. \tag{2.35}$$

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 термодинамическое состояние. Очевидно, что линия в координатах Ts, ps или sv будет изображать равновесный термодинамический процесс. Чрезвычайно удобной для термодинамических расчетов оказывается Ts-диаграмма.

На Ts-диаграмме (рис. 2.4) кривая A—B изображает термодинамический процесс. Так как $T > 0$, то из $ds = \delta q/T$ следует,

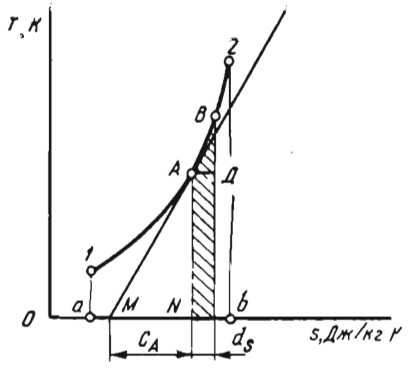


Рис. 2.4. Графическое изображение теплоты и теплоемкости процесса в Ts-координатах.

что если $ds>0$, то теплота к рабочему телу подводится, а при $ds<0$ отводится. Так, процесс, изображенный на рисунке 2.4, протекает с возрастанием энтропии, т. е. теплота подводится к рабочему телу.

Так как $\delta q=Tds$, то, следовательно, заштрихованная площадка 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 $АВД$ и MAN:

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

Из уравнения (2.28) получим

$$dh=\delta q-vdp. \tag{2.36}$$

Если объединить выражения (2.10) и (2.36) с учетом уравнений (2.7′) и (2.31′), будем иметь

$$Tds=du+pdv=dh-vdp. \tag{2.37}$$

Это уравнение называют *термодинамическим тождеством*.

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; изотермный ($dT=0$) — при постоянной температуре; адиабатный ($\delta q=0$), протекающий без теплообмена с окружающей средой. Обобщающим процессом, охватывающим всю совокупность основных термодинамических процессов, является политропный процесс.

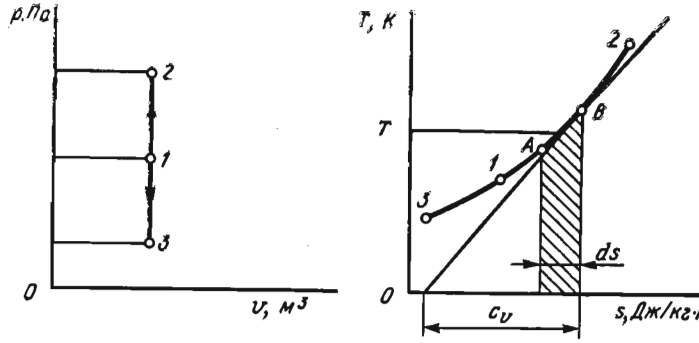


Рис. 2.5. Изображение изохорного процесса в pv- и Ts-координатах.

Задача анализа термодинамического процесса — выявление 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 рисунке 2.5. 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 (2.31′) будем иметь

$$\delta q=Tds=c_v dT=du, \tag{2.38}$$

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

$$q=\Delta u=c_v(T_2-T_1). \tag{2.39}$$

Из уравнения (2.33), учитывая, что в данном случае $v_1=v_2$, следует, что

$$\Delta s_V=s_2-s_1=c_V \ln (T_2/T_1). \tag{2.40}$$

т. е. в Ts-координатах изохорный процесс описывается логарифмической зависимостью. При $ds>0$ (процесс $1-2$) теплота подводится к рабочему телу; при $ds<0$ (процесс $1-3$) теплота отводится. Подкасательная (отрезок c_v-ds на оси абсцисс) определяет значение теплоемкости. Площадь под кривой процесса в Ts-координатах (заштрихованная площадь) определяет количество теплоты, которое подводится в этом процессе (с учетом масштаба диаграммы).

Изобарный процесс характеризуется постоянным значением давления ($p=\text{const}$). Из уравнения состояния идеального газа

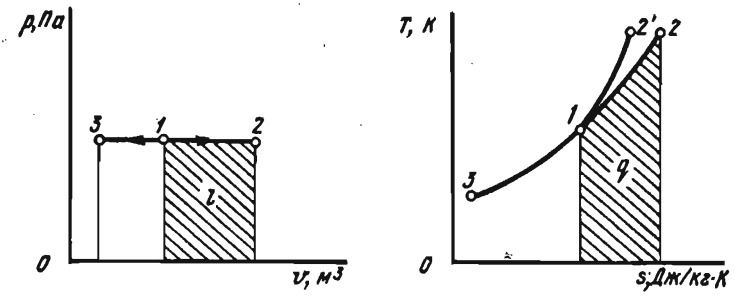


Рис. 2.6. Изображение изобарного процесса в pv- и Ts-координатах.

получим $v/T=R/p=\text{const}$, т. е. в изобарном процессе объем газа пропорционален его абсолютной температуре.

Работа 1 кг газа равна

$$l=\int_{v_1}^{v_2} p\,dv = p(v_2-v_1). \tag{2.41}$$

В pv-координатах работа l численно равна площади под кривой процесса *1—2* (рис. 2.6). На этом рисунке линия *1—2* изображает процесс расширения (работа положительная), а линия *1—3* — процесс сжатия (работа отрицательная).

Количество теплоты, которое подводится (отводится) к рабочему телу в предположении, что теплоемкость c_p — величина постоянная,

$$q=\int_{T_1}^{T_2} c_p\,dT = c_p(T_2-T_1). \tag{2.42}$$

Из уравнения состояния следует, что теплота в данном случае расходуется как на совершение работы, так и на изменение внутренней энергии. Если обратиться к уравнению (2.28), получим, что в данном случае

$$\delta q=dh, \tag{2.43}$$

т. е. теплота, подведенная (отведенная) к рабочему телу в изобарном процессе, приводит к изменению его энтальпии.

Согласно уравнению (2.35) при $p=\text{const}$

$$s_2-s_1=c_p\ln\frac{T_2}{T_1}, \tag{2.44}$$

т. е. на Ts-диаграмме изобарный процесс изображается логарифмической функцией. Так как $c_p>c_v$, то в Ts-координатах диаграмма идет положе изохоры. На рисунке 2.6 процесс *1—2*

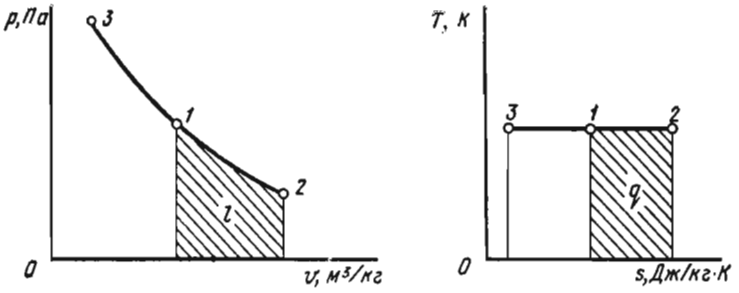


Рис. 2.7. Изображение изотермного процесса в *pv*- и *Ts*-координатах.

протекает с подводом теплоты ($\Delta s > 0$), а процесс *1—3* — с отводом теплоты ($\Delta s < 0$).

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

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

В *pv*-координатах (рис. 2.7) изотермный процесс изображается равнобокой гиперболой: *1—2* — процесс расширения, *1—3* — процесс сжатия. В *Ts*-координатах процесс *1—2* протекает с подводом теплоты, а процесс *1—3* — с отводом теплоты.

Работа процесса

$$l = \int_{v_1}^{v_2} p dv = \int_{v_1}^{v_2} RT dv/v = RT \ln (v_2/v_1) = RT \ln (p_1/p_2). \qquad (2.45)$$

Так как $T = \text{const}$, то из уравнений (2.14) и (2.30) следует, что $\Delta U = 0$ и $\Delta h = 0$. Поэтому вся подведенная к рабочему телу теплота расходуется на совершение работы:

$$q = l. \qquad (2.46)$$

Из уравнений (2.33) и (2.35) вытекает, что изменение энтропии в изотермном процессе

$$s_2 - s_1 = R \ln (v_2/v_1) = R \ln (p_1/p_2). \qquad (2.47)$$

В соответствии с зависимостью (2.12′) теплоемкость изотермного процесса $c_T = \pm\infty$.

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

Из уравнения первого закона термодинамики следует, что

$$c_p dT = v dp = 0;$$

$$c_v dT = -p dv = 0.$$

Поделив первое уравнение на второе и учитывая, что $c_p/c_v = k$, получим

$$k = -vdp/pdv \quad \text{или} \quad kdv/v + dp/p = 0,$$

откуда

$$k \ln \frac{v_2}{v_1} + \ln \frac{p_2}{p_1} = 0, \text{ т. е.}$$

$$pv^k = \text{const}, \tag{2.48}$$

Уравнение (2.48) является уравнением адиабатного процесса, а k — показателем адиабаты [см. (2.18)].

Поскольку $k > 1$, то в pv-координатах линия адиабаты идет круче изотермы.

Для состояний *1* и *2* при адиабатном процессе, учитывая (2.48) и (1.4), получим:

$$p_2/p_1 = (v_1/v_2)^k; \tag{2.49}$$

$$T_2/T_1 = (v_1/v_2)^{k-1}; \tag{2.50}$$

$$T_2/T_1 = (p_2/p_1)^{(k-1)/k}. \tag{2.51}$$

Согласно первому закону термодинамики работа расширения совершается за счет внутренней энергии:

$$l = -\Delta u = c_v (T_1 - T_2). \tag{2.52}$$

С учетом зависимостей (2.16) и (2.18) 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

$$l = \frac{p_1 v_1}{k-1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \tag{2.53}$$

Работа l численно равна площади под кривой *1—2* (рис. 2.8). В данном случае $\Delta v > 0$ и поэтому $l > 0$.

Поскольку при адиабатном процессе $\delta q = 0$, то $ds = 0$, следовательно, $s = \text{const}$. Адиабатный обратимый процесс является изоэнтропным, т. е. протекает при постоянном значении энтропии. На рисунке 2.8 линия *1—2* соответствует расширению рабочего тела (процесс сопровождается уменьшением температуры), а линия *1—3* — сжатию рабочего тела.

Согласно уравнению (2.12′) при адиабатном процессе теплоемкость равна нулю.

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, расхо-

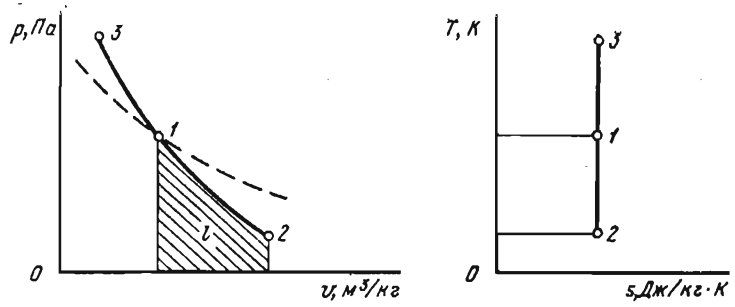


Рис. 2.8. Изображение адиабатного процесса в pv- и Ts-координатах.

дуемой на изменение внутренней энергии, остается неизменной: $q=\Delta u/q=\text{const}$.

Выведем уравнение политропы. Пусть c_n — теплоемкость политропного процесса. В соответствии с уравнениями (2.7′), (2.10) и (2.14) получим

$$(c_n-c_v)dT=pdv.$$

Используя уравнение (2.28), после ряда преобразований будем иметь

$$(c_n-c_p)/(c_n-c_v)=-vdp/(pdv).$$

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

$$(c_n-c_p)/(c_n-c_v)=n, \tag{2.54}$$

после интегрирования получим

$$pv^n=\text{const}. \tag{2.55}$$

Уравнение (2.55) называется уравнением политропного процесса, а n — показателем политропы.

По аналогии с выражениями (2.49)...(2.51) для политропы справедлива следующая связь между основными параметрами состояния:

$$p_2/p_1=(v_1/v_2)^n; \tag{2.56}$$

$$T_2/T_1=(v_1/v_2)^{n-1}; \tag{2.57}$$

$$T_2/T_1=(p_2/p_1)^{(n-1)/n}. \tag{2.58}$$

Работу политропного процесса можно определить по формуле, аналогичной формуле (2.53), заменив k на n:

$$l=\frac{p_1v_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]. \tag{2.59}$$

Выражение для теплоемкости идеального рабочего тела в политропном процессе вытекает из формулы (2.54):

$$c_n = c_V \frac{n-k}{n-1}. \tag{2.60}$$

Изменение энтропии

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \frac{\delta q}{T} = c_n \ln \frac{T_2}{T_1} = c_V \frac{n-k}{n-1} \ln \frac{T_2}{T_1}. \tag{2.61}$$

Политропный процесс включает в себя всю совокупность основных термодинамических процессов и поэтому имеет и обобщающее значение. На самом деле из уравнений (2.55) и (2.60) нетрудно прийти к выводу, что

при $n=\pm\infty$ $c_n=c_V$ и $v=\text{const}$ (изохорный процесс);
при $n=0$ $c_n=c_p$ и $p=\text{const}$ (изобарный процесс);
при $n=1$ $c_n=\infty$ и $pv=\text{const}$ (изотермный процесс);
при $n=k$ $n_n=0$ и $pv^k=\text{const}$ (адиабатный процесс).

На рисунке 2.9 в pv- и Ts-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.

Для первой группы при $-\infty<n<1$ $dT>0$, следовательно, $du=c_V dT>0$ и $dh=c_p dT>0$; на этом участке политропических процессов $ds>0$, а значит и $\delta q>0$. Откуда следует, что теплоемкость $c_n=\delta q/dT>0$. 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 $c_n=$

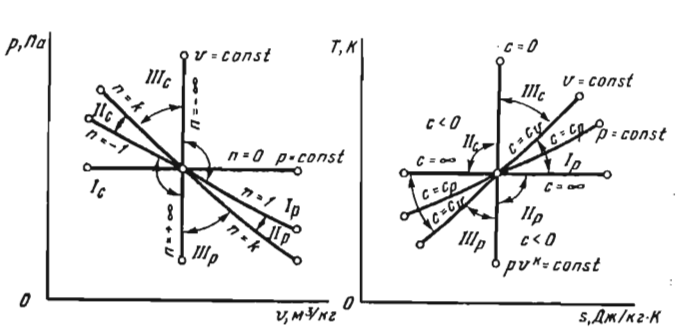


Рис. 2.9. Совмещение диаграмм различных термодинамических процессов в pv- и Ts-координатах.

$=\delta q/dT<0$. 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 ($c_n>0$). 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 *pv*- и *Ts*-диаграммах, можно путем интерполяции найти величину показателя политропы и определить все интересующие нас величины для данного процесса: основные параметры состояния, соотношения между ними, работу, изменения внутренней энергии, энтальпии и т. д.

Контрольные вопросы и задания

1. В чем суть внутренней энергии системы? Из каких видов движений микрочастиц она состоит? Докажите, что внутренняя энергия — это параметр состояния. В чем различие внутренних энергий идеального и реального рабочего тела? 2. Получите выражение для работы. Покажите, что площадь под кривой процесса в *pv*-координатах численно равна работе. 3. Что такое работа и теплота? Что между ними общего и чем они различаются? 4. Получите 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 на их размерность и запишите связь между ними. Получите формулу Майера. 6. Как выражается теплоемкость смеси газов через весовую и объемную долю компонентов? 7. Что такое энтальпия, ее размерность? Приведите расчетные выражения для внутренней энергии и энтальпии. Получите 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 *Ts*-координатах численно равна количеству теплоты, подведенной (отведенной) к рабочему телу. Какова зависимость между подведенным или отведенным количеством теплоты в процессе и изменением энтропии? 10. Приведите расчетные выражения для количества теплоты, используя различные виды уравнения первого закона термодинамики, формулы теплоемкости, энтальпии, энтропии. 11. Дайте анализ основных термодинамических процессов идеального газа для закрытых систем (изохорного, изобарного, изотермного, адиабатного). Получите расчетные зависимости для работы, количества теплоты, энтропии, связи между основными параметрами состояния. 12. Докажите, что политропный процесс является обобщающим процессом, включающим все основные термодинамические процессы. Дайте анализ разных групп политропных процессов расширения и сжатия в *pv*- и *Ts*-координатах.

Глава 3. ВТОРОЙ ЗАКОН ТЕРМОДИНАМИКИ

3.1. ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Как и первый закон, второй закон термодинамики — это обобщение опыта. На основании множества наблюдений и экспериментов в разнообразных отраслях науки, техники и быта 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 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

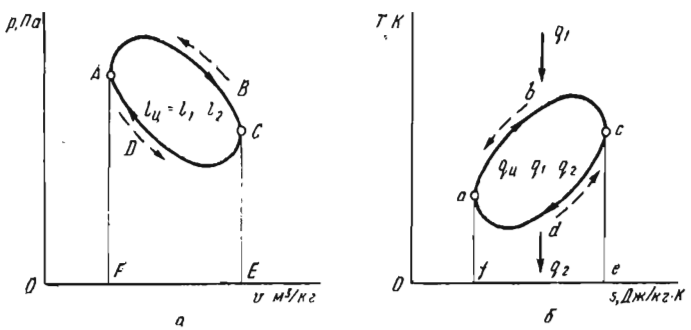


Рис. 3.1. Графическое изображение цикла *а* — в *pv*- и *б* — *Ts*-координатах.

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 переход (т. е. без затраты определенной работы) 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 pv-координатах и $a—b—c—d$ в Ts-координатах (рис. 3.1, *а*). 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 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 Ts-координатах (рис. 3.1, *б*) на участке $a—b—c$, протекающем 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, равно $q_ц = q_1 — q_2 =$ 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. На основе изложенного можно сформулировать второй закон термодинамики:

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).

Циклически работающий тепловой двигатель, в результате действия которого можно было бы получить работу только за счет поступления теплоты от нагревателя, т. е. без отвода теплоты к охладителю, называется *вечным двигателем второго рода Томсона — Планка.* Второй закон термодинамики можно поэтому 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 др.) 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 КПД. ХОЛОДИЛЬНЫЙ КОЭФФИЦИЕНТ

Термическим коэффициентом полезного действия (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 подводе теплоты q_1, т. е. экономичность двигателя выше.

Цикл, протекающий в обратном направлении, т. е. против хода часовой стрелки, называется *обратным.* На рисунке 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 бо́льшим. Поэтому эффективность обратного цикла оценивается *холодильным коэффициентом* ε_x:

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

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. 3.2). 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 подвода (отвода) теплоты и работа совершается за счет внутренней энергии (в процессе сжатия d—a затраченная работа расходуется на увеличение внутренней энергии рабочего тела).

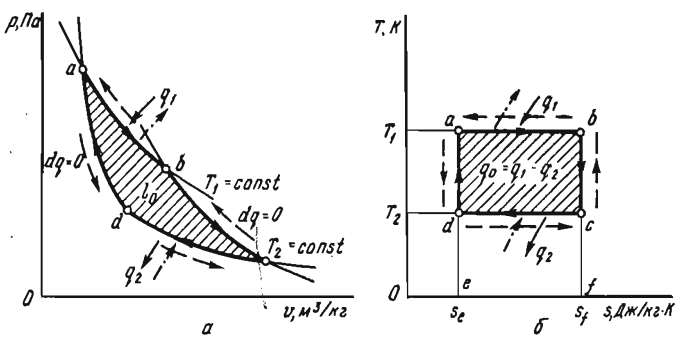


Рис. 3.2. Цикл Карно:
а — в *pv*-координатах; *б* — в *Ts*-координатах

Пользуясь изображением цикла в Ts-координатах, определим термический КПД цикла Карно

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

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. Цикл Карно с температурой охлаждения $T_2 = 0$ К осуществить невозможно, так как это противоречит второму закону термодинамики. На самом деле в таком случае количество теплоты q_1, подведенное к рабочему телу от нагревателя, полностью превратилось бы в замкнутом процессе в работу. Второму закону термодинамики не противоречит достижение температуры 0 К, но осуществление цикла Карно с температурой охладителя $T_2 = 0$ К в принципе невозможно [1]. Если отсутствует перепад температуры ($T_1 = T_2$), то термический КПД равен нулю.

Для обратного обратимого цикла Карно (на рисунке 3.2 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 носит название *теоремы Карно*.

Эквивалентный цикл Карно. Пусть имеется обратимый цикл $A—B—C—D$ (рис. 3.3). Этот цикл можно заменить эквивалентным по КПД циклом Карно $1—2—3—4$, в котором изменение энтропии $\Delta S = S_2 - S_1$ и количества теплоты q_1 и q_2 соответственно равно их значениям в цикле $A—B—C—D$ (так, площадь под изотермой $1—2$ с температурой $T_{1_{ср}}$ равна площади под кривой $A—B—C$, а площадь под изотермой $3—4$ с температурой $T_{2_{ср}}$ — площади под кривой $C—D—A$).

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 в том, что термический КПД цикла $A—B—$

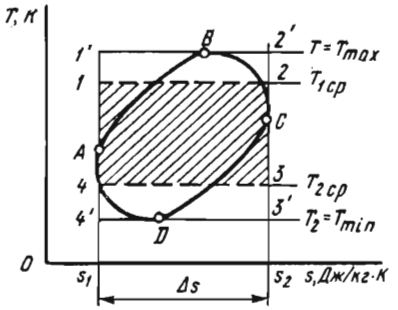


Рис. 3.3. Эквивалентный цикл Карно.

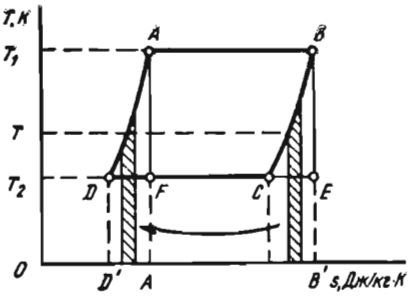


Рис. 3.4. Обобщенный цикл Карно.

C—D меньше термического КПД цикла $1'$—$2'$—$3'$—$4'$:

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

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. 3.4), состоящий из двух изотерм A—B и C—D и двух произвольных равновесных процессов B—C и D—A, которые в Ts-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, отводимое при температуре T на участке B—C, равно количеству теплоты, подводимому 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.

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 НЕОБРАТИМЫХ ПРОЦЕССАХ

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

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

Для обратимого цикла Карно сумма приведенных теплот равна нулю. Если учесть, что $q_1 > 0$ и $q_2 < 0$, 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. 3.5). 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 также на участке *c—d* температура $T = T_2$. Для элементарного цикла Карно *a—b—c—d* можем написать

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

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

$$\int (\delta q_1/T_1) + \int (\delta q_2/T_2) = 0 \tag{3.9}$$

или

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

Для двух смежных элементарных циклов Карно, например *M* и *N*, адиабаты проходят в прямом и обратном направлениях, и поэтому в результате работа вдоль рассматриваемой адиабаты равна нулю. В адиабатном процессе отсутствует подвод теплоты к рабочему телу или отвод теплоты от него. В результате интегрирование производится только по контуру исходного цикла. Напомним, что на определенном участке цикла процесс про-

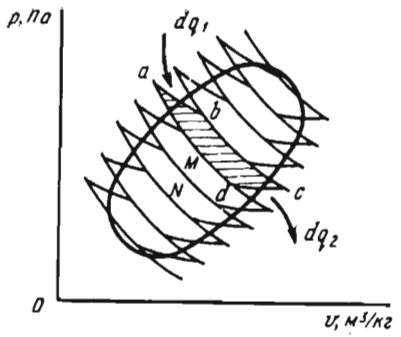


Рис. 3.5. *pv*-диаграмма цикла.

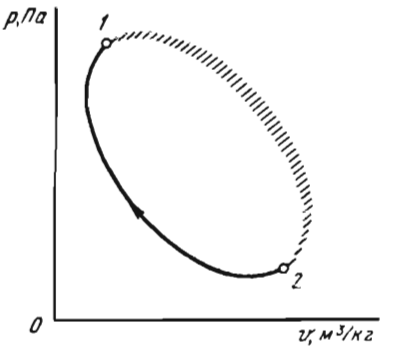


Рис. 3.6. Необратимый цикл в *pv*-координатах.

исходит с подводом теплоты ($\delta q_1 > 0$), на остальном — с отводом теплоты ($\delta q_2 < 0$). 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,

$$\oint ds = 0. \tag{3.10}$$

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. $\eta_{t_н} < \eta^{t}_{t_о}$ (индексы н и о указывают на необратимый и обратимый циклы). Следовательно,

$$1 - \frac{\delta q_2}{\delta q_1}\Big|_н < 1 - \frac{T_2}{T_1}, \text{ или } \frac{\delta q_2}{T_2} > \frac{\delta q_1}{T_1}.$$

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

$$\oint (\delta q/T) < 0. \tag{3.11}$$

Рассмотрим для некоторой системы равновесные состояния *1* и *2*. Переход *2—1* является обратимым, а *1—2* — необратимым (рис. 3.6). Так как неравновесный процесс нельзя изобразить на диаграмме, на рисунке он показан условно прерывис-

той линией. На основании вышеизложенного можем записать

$$\int_н (\delta q/T) + \int_о (\delta q/T) < 0.$$

Для обратимого процесса *2—1* $\int_0 (\delta q/T) = s_1 - s_2$. В таком случае

$$\int_н (\delta q/T) + s_1 - s_2 < 0,$$

или

$$s_2 - s_1 > \int_н (\delta q/T). \qquad (3.12)$$

Так как энтропия — параметр состояния, то при переходе системы из состояния *1* к состоянию *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 энтропии — 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

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

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

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

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 первый и второй законы термодинамики, для равновесных и неравновесных процессов записывается следующим образом:

$$Tds \geqslant du + pdv. \qquad (3.15)$$

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

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 не приложимы к системам галактических размеров, поскольку у таких систем внутренняя энергия неаддитивна, а энтропия и температура в термодинамике определены для аддитивных систем [1].

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. Законы термодинамики неприменимы к таким системам также по той причине, что Вселенная, представляющая собой непрерывно расширяющуюся и сжимающуюся систему, является нестационарной. 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. ЭКСЕРГИЯ. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ МЕТОД АНАЛИЗА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Максимальную работу можно получить при обратимом переходе рабочего тела из начального состояния ρ_1, T_1 в конечное состояние ρ_0, T_0, находящееся в равновесии с окружающей средой. Максимальная работа, совершаемая рабочим телом, называется *работоспособностью, или эксергией,* если в качестве охладителя принимается внешняя среда с температурой T_0 и в конце этого процесса рабочее тело приходит в термодинамическое равновесие с окружающей средой.

Рассмотрим эксергию вещества в закрытых системах. Пусть рабочее тело с параметрами p, v, T, u и s осуществляет обратимый переход до равновесного состояния с окружающей средой. Очевидно, что при этом его параметры будут иметь значения p_0, v_0, T_0, u_0 и s_0. В соответствии с первым законом термодинамики (2.10) изменение внутренней энергии рабочего тела при таком процессе возможно за счет внешних воздействий в виде подвода (отвода) теплоты к телу либо за счет сверше-

ния им работы. Для выполнения условия равновесия процесса подвод (или отвод) теплоты к рабочему телу необходимо осуществлять при постоянной температуре окружающей среды T_0, т. е. в данном случае $\delta q = T_0 ds$. Эксергия вещества в замкнутом объеме будет равна δl за вычетом работы, затраченной на преодоление давления окружающей среды, т. е. $p_0 dv$. Таким образом,

$$de = \delta l - p_0 dv = \delta q - du - p_0 dv = T_0 ds - du - p_0 dv. \qquad (3.16)$$

После интегрирования получим

$$e = T_0(s_0 - s) - (u_0 - u) - p_0(v_0 - v) =$$
$$= (u - u_0) - T_0(s - s_0) + p_0(v - v_0). \qquad (3.17)$$

Заметим, что сумма $-u_0 + T_0 s_0 - p_0 v_0 = \text{const}$, отсюда следует, что если параметры окружающей среды заданы, то эксергию можно рассматривать как параметр состояния (эксергетическая функция состояния рабочего тела).

Пусть в изолированной системе, состоящей из источника теплоты с температурой T_1, теплоприемника (охладителя) с температурой T_0, равной температуре окружающей среды ($T_1 > T_0$) и рабочего тела, от источника теплоты к телу поступает количество теплоты q_1. Максимальная работа, которую можно при этом получить, будет равна работе обратимого цикла Карно, осуществляемого в интервале температур $T_1 - T_0$:

$$l_{\max} = \eta_{t_K} q_1.$$

Заменив термический КПД цикла Карно η_{t_K} его выражением [формула (3.3)], получим формулу эксергии теплового потока e_q

$$e_q = q_1(1 - T_0/T_1). \qquad (3.18)$$

Понятие эксергии используется для анализа степени совершенства процессов тепловых аппаратов.

Пусть в тепловой аппарат входит поток рабочего тела с параметрами p_1, T_1, от источника теплоты поступает количество теплоты q_1, а из аппарата выходит тот же поток рабочего тела с параметрами p_2, T_2. При этом в тепловом аппарате совершается полезная работа $l_п$. Потеря эксергии Δe будет равна

$$\Delta e = [(e_1 + e_{q_1} - e_2)] - l_п, \qquad (3.19)$$

где e_1 и e_{q_1} — эксергии вещества и теплового потока на входе в тепловой аппарат; e_2 — эксергия на выходе из аппарата; $l_п$ — полезная работа, совершаемая рабочим телом.

Эксергетический баланс любого аппарата или машины записывается так:

$$\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l} = \sum_{l=1}^{l=n} e_{2,l} + l_{\text{п}} + d_e, \tag{3.20}$$

где $\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l}$ и $\sum_{l=1}^{l=n} e_{2,l}$ — суммы входящих в аппарат (машину) и выходящих из нее эксергий; d_e — эксергетические потери.

Эксергетический КПД определяется из эксергетического баланса. Для тепловых машин

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l} - d_e}{\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l}} = \frac{\sum_{l=1}^{l=n} e_{2,l} + l}{\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l}}, \tag{3.21}$$

а для аппаратов

$$\eta_{ex} = \frac{\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l} - d_e}{\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l}} \quad \frac{\sum_{l=1}^{l=n} e_{2,l}}{\sum_{l=1}^{l=n} e_{1,l}}. \tag{3.22}$$

В главе 33 в качестве примера приведен эксергетический анализ системы теплоснабжения птичника.

Контрольные вопросы и задания

1. Изложите суть и приведите формулировки второго закона термодинамики. Почему для анализа макроскопических процессов, сопровождающихся 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, относящиеся к циклу 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 $\int (\delta q/T)$ для необратимых процессов в изолированной системе. 6. Изобразите в Ts-координатах необратимые процессы расширения и сжатия. Покажите, как будет выглядеть в Ts-координатах цикл Карно, процессы адиабатного расширения и сжатия которого являются необратимыми. 7. Сформулируйте второй закон термодинамики для неравновесных систем и изложите суть интег-

рала Клаузиуса. 8. Изложите физический смысл энтропии и приведите пример возможной оценки эффективности работы тепловых двигателей по величине возрастания энтропии. 9. Что такое эксергия? Получите выражение для эксергии рабочего тела в замкнутой системе. Обоснуйте положение, что эксергия тела есть параметр состояния. 10. Приведите выражение для эксергетического КПД тепловых двигателей и теплообменных аппаратов.

Глава 4. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ ПАРООБРАЗОВАНИЯ

4.1. ПАРООБРАЗОВАНИЕ ПРИ ПОСТОЯННОМ ДАВЛЕНИИ

Уравнение состояния реального рабочего тела приведено в главе 1. В качестве реального рабочего тела рассмотрим водяной пар, широко используемый во многих отраслях техники.

На рисунке 4.1 изображен процесс парообразования 1 кг воды в pv-координатах при $p=\text{const}$. Начальное состояние воды, находящейся под давлением p и имеющей температуру $T=273{,}15$ К ($t=0$ °С), и объем V_0 (все параметры жидкости при температуре $t=0$ °С будем обозначать 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 она не достигнет температуры $T_н$ кипения, а удельный объем — v' (точка b)*.

При дальнейшем подводе 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. При завершении выкипания воды (на диаграмме точка c) удельный объем 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 дав-

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

лении и не содержащий жидкой фазы, называется *сухим насыщенным паром.*

Массовую долю сухого насыщенного пара во влажном паре называют *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.

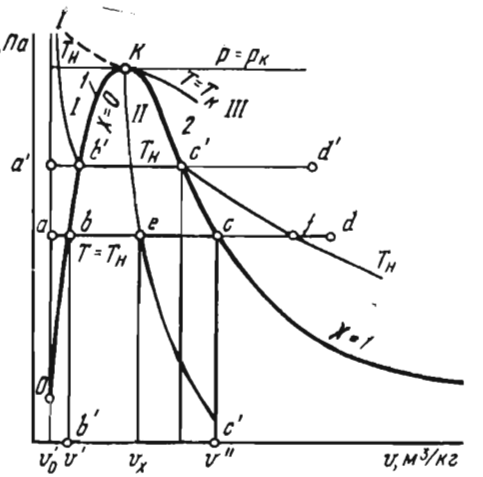


Рис. 4.1. *pv*-диаграмма процесса парообразования.

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. 4.1) температура перегретого пара $T_{пер}>T_н$, а удельный объем $v_{пер}>v''$.

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 соответственно точки *b* и *c* между собой, получим: кривую *1*, представляющую собой границу между двумя состояниями вещества — жидкостью и влажным паром; кривую *2* — граница 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 диаграмме наносятся кривые равной степени сухости (на рис. 4.1 кривая $x=\text{const}$ изображена линией, проходящей через точку *e*). На *pv*-диаграмме пример изотермы показан линией $T_н—T_н$. Она пересекает изобару более низкого давления в области перегрева пара (точка *f*).

Пограничные кривые *1* и *2* пересекаются в точке К (критическая точка). Для воды $p_к=22{,}115$ МПа, $T_к=647{,}27$ К, $v_к=0{,}003147$ м³/кг, $h_к=2095{,}2$ кДж/кг.

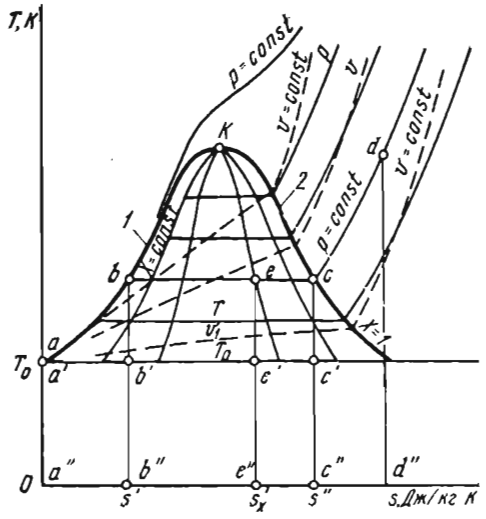


Рис. 4.2. *Ts*-диаграмма процесса парообразования.

Ts-диаграмму водяного пара строят аналогично предыдущему, а именно, наносят изобары, изотермы и изохоры (рис. 4.2). 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 *Ts*-диаграмме процесс парообразования при $p = \text{const}$ 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 нагреве до состояния кипения; площадь под линией *b*—*c* — количеству теплоты q, сообщаемой в процессе парообразования; площадь под кривой *c*—*d* — теплоте перегрева $q_{\text{пер}}$.

На практике широко пользуются *hs*-диаграммой водяного пара (рис. 4.3). 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 насыщенного пара берут из таблиц теплофизических свойств воды и водяного пара.

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

От пограничной кривой $x = 1$ изотермы идут плавными кривыми вправо, а при больших степенях перегрева они практиче-

* Тройная точка соответствует случаю, когда одновременно в равновесном состоянии находятся пар, вода и лед ($p_0 = 611$ Па; $T_0 = 273{,}16$ К; $v_0 = 0{,}001$ м³/кг).

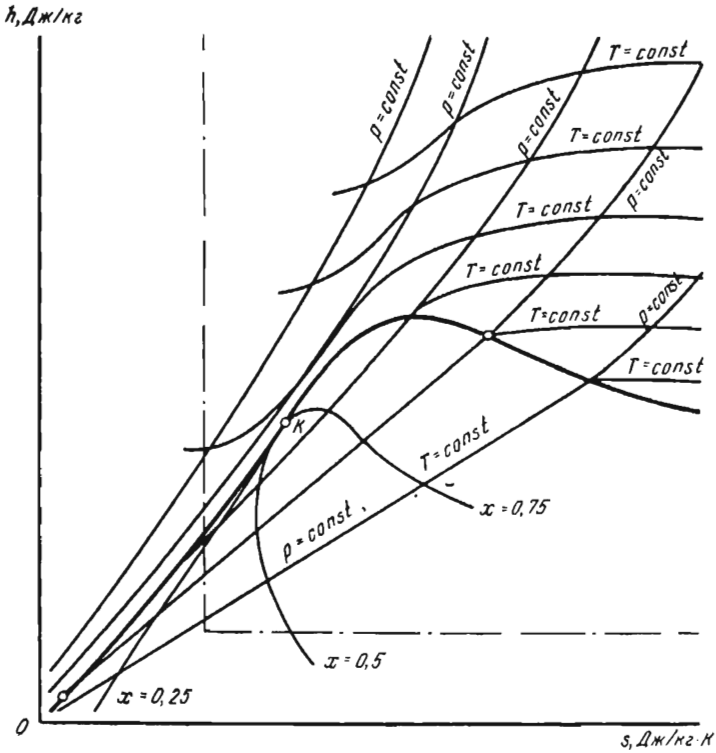


Рис. 4.3. *hs*-диаграмма процесса парообразования.

ски параллельны оси 0*s*. Дело в том, что с увеличением степени перегрева пар по своим свойствам приближается к идеальному газу, для которого изотермный процесс — одновременно *изоэнтальпийный.*

Обычно для практического использования строят так называемую рабочую часть *hs*-диаграммы (на рисунке 4.3 она ограничена штрихпунктирной линией). Это дает возможность изображать ее в большом масштабе.

4.2. 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 нагрева 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 $u_0=0$, получим

$$q'=u'. \tag{4.1}$$

Поскольку в изобарном процессе $q'=c_{p_ж}(T_н+T_0)=u'-u'+$ $+p(v'-v_0)=u'+pv'-pv_0'$, то для данного случая имеем, что $q'=h'-pv_0$, откуда

$$h'=q'-pv'_0. \tag{4.2}$$

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

При $T_0=273{,}16$ К энтропия $s_0=0$ и поэтому

$$s'=\int_{T_0}^{T_н}\delta q/T=\int_{T_0}^{T_н}c_{p_ж}\,dT/T\approx c_{p_ж}\ln\frac{T_н}{T_0}. \tag{4.3}$$

Теплота парообразования для сухого насыщенного пара

$$h''=h'+r, \tag{4.4}$$

откуда

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

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

Приращение энтропии в процессе парообразования определяем по формуле

$$s''-s'=\int(\delta q/T)=\frac{1}{T_н}\int\delta q=r/T_н. \tag{4.5(}$$

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

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

$$П_x=П''x+П'(1-x). \tag{4.6}$$

Отсюда следует, что

$$v_x=(1-x)v'+xv''=v'+x(v''-v'); \tag{4.7}$$

$$h_x=h'+x(h''-h')=h'+xr; \tag{4.8}$$

$$s_x=s'+x(s''-s')=s'+xr/T_н. \tag{4.9}$$

Теплота перегрева пара

$$q_{\text{пер}} = \int_{T_{\text{н}}}^{T_{\text{пер}}} c_{p_{\text{п}}} dT = c_{p_{\text{п}}} (T_{\text{пер}} - T_{\text{н}}), \tag{4.10}$$

где $c_{p_{\text{п}}}$ — средняя теплоемкость перегретого пара.

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

$$h_{\text{пер}} = h'' + q_{\text{пер}} = h'' + c_{p_{\text{п}}} (T_{\text{пер}} - T_{\text{н}}), \tag{4.11}$$

энтропия перегретого пара

$$s_{\text{пер}} = s'' + \int_{T_{\text{н}}}^{T_{\text{пер}}} (c_{p_{\text{п}}} dT/T) = s'' + c_{p_{\text{п}}} \ln (T_{\text{пер}}/T_{\text{н}}). \tag{4.12}$$

4.3. ПРОЦЕССЫ ИЗМЕНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ ПАРА

Обычно рассматривают изохорный (рис. 4.4, *а*), изобарный (рис. 4.4, *б*), изотермный (рис. 4.4, *в*) и адиабатный (рис. 4.4, *г*) процессы. Определение параметров пара в этих процессах выполняют либо с помощью таблиц для воды и водяного пара, либо с помощью *hs*-диаграммы.

В изохорном процессе *1—2* при подводе 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:

$$q_{1,2} = u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1) = h_2 - h_1 - v(p_2 - p_1). \tag{4.13}$$

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

Количество теплоты, подведенной к пару,

$$q_{1,2} = h_2 - h_1. \tag{4.14}$$

Изменение внутренней энергии:

$$u_2 - u_1 = (h_2 - p_2 v_2) - (h_1 - p_1 v_1). \tag{4.15}$$

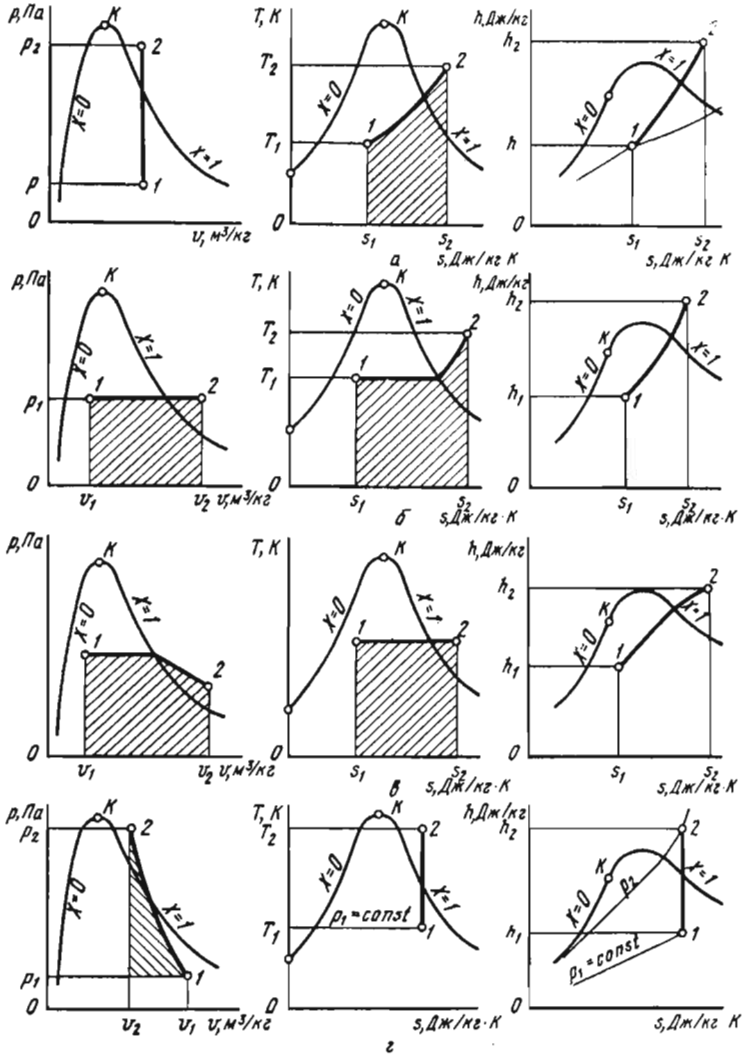


Рис. 4.4. Диаграммы процессов изменения состояния пара:
а — изохорный; *б* — изобарный; *в* — изотермный; *г* — адиабатный.

Работа изобарного процесса

$$l = p(v_2 - v_1). \tag{4.16}$$

Изотермный 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 со-

ставляющей. Значение $\Delta u = u_2 - u_1$ определяют по формуле (4.15).

Количество подведенной к пару теплоты находят из *Ts*-диаграммы

$$q = T(s_2 - s_1). \tag{4.17}$$

Внешняя работа определяется из уравнения первого закона термодинамики

$$l = q - \Delta u. \tag{4.18}$$

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:

$$l = -\Delta u_{1,2} = h_1 - p_1 v_1 - (h_2 - p_2 v_2) = h_1 - h_2 - (p_1 v_1 - p_2 v_2). \tag{4.19}$$

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

4.4. ВЛАЖНЫЙ ВОЗДУХ

Влажный 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 т. д.

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. главу 1).

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

$$p = p_{с.в} + p_п. \tag{4.20}$$

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 температуру ненасыщенного влажного воздуха при постоянном давлении, то можно достигнуть состояния, когда $p_п = p_н$, т. е. давление и температура водяного пара соответ-

ствуют 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 уменьшаться парциальное давление пара.

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

$$d = m_п / m_в. \tag{4.21}$$

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

Масса пара в 1 м³ влажного воздуха, равная плотности пара $\rho_п$ при парциальном давлении пара $p_п$, 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) называют *относительной влажностью*:

$$\varphi = \rho_п / \rho_н. \tag{4.22}$$

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 $p_н$. Влажность воздуха измеряют психрометром.

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

$$c_p = c_{p_{с.в}} + c_{p_п} d, \tag{4.23}$$

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:

$$H = h_{с.в} + h_п d = c_{p_{с.в}} t + h_п d.$$

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

$$H = t + (2500 + 1{,}9t) d. \tag{4.24}$$

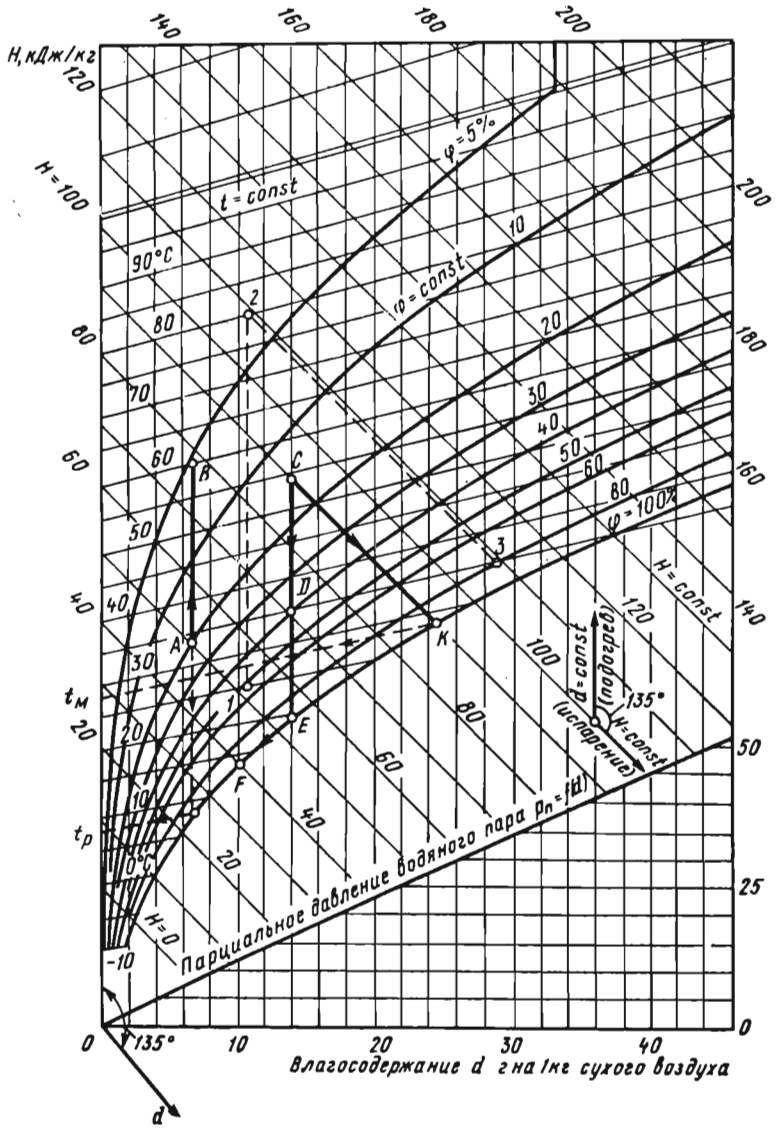


Рис. 4.5. *Hd*-диаграмма влажного воздуха.

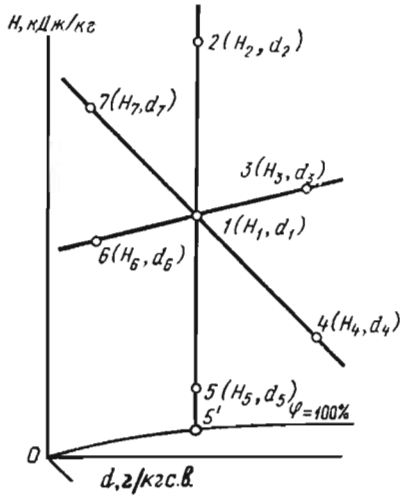


Рис. 4.6. Изображение на *Hd*-диаграмме характерных процессов изменения состояния воздуха.

Hd-диаграмма влажного воздуха, предложенная в 1918 г. Л. К. Рамзиным, широко используется для решения практических задач в тех областях, где рабочим телом служит влажный воздух. По оси ординат (рис. 4.5) 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 данном рисунке вместо наклонной оси абсцисс проведена горизонтальная линия, на которой нанесены действительные значения d. На *Hd*-диаграмме линии $H=\text{const}$ — это наклонные линии, а линии $d=\text{const}$ — вертикальные прямые. Из уравнения (4.24) следует, что в координатах *Hd* изотермы будут изображаться прямыми линиями. Кроме того, на диаграмму наносят кривые $\varphi=\text{const}$. 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 *Hd*-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 *Hd*-диаграмме этот процесс изображается линией *1—2* (рис. 4.6). 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.

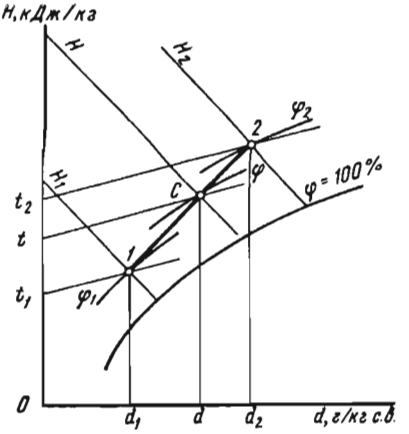


Рис. 4.7. Изображение на *Hd*-диаграмме процесса смешения двух компонентов.

В процессе адиабатного осушения воздуха конденсация влаги происходит 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 увеличивается. Процесс адиабатного увлажнения воздуха, сопровождающийся увеличением влагосодержания воздуха и уменьшением 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*.

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 *Hd*-диаграмме влажного воздуха точками *1* и *2* (рис. 4.7) с соответствующими параметрами H_1, d_1, t_1, φ_1 и H_2, d_2, t_2, φ_2, имеющих массы m_1 и m_2. Очевидно, что после смешения масса смеси будет равна $m = m_1 + m_2$.

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:

$$m_1 H_1 + m_2 H_2 = mH. \qquad (4.25)$$

Запишем также уравнение баланса влаги

$$m_1 d_1 + m_2 d_2 = m d, \tag{4.26}$$

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 (4.25) и (4.26) получим:

$$H = (m_1 H_1 + m_2 H_2)/m; \tag{4.27}$$

$$d = (m_1 d_1 + m_2 d_2)/m, \tag{4.28}$$

или

$$m_1/m_2 = (d_2 - d)/(d - d_1). \tag{4.29}$$

Процесс смешения двух потоков удобно решать, пользуясь Hd-диаграммой. Этот процесс изображается на диаграмме прямой линией *1—2*. Из уравнения (4.28) получим значение влагосодержания смеси d, т. е. положение точки C, характеризующей состояние смеси влажного воздуха, — значение для смеси H, d, t, φ (см. рис. 4.7).

При помощи Hd-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. 4.6). 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 $\Delta d = W/M_в$ при прибавлении или отнимании влаги в количестве W, кг. Здесь $M_в$ — 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:

$$H_2 - H_1 = Q/M_в + (W/M_в) h_w; \tag{4.30}$$

$$d_2 - d_1 = W/M_в, \tag{4.31}$$

где h_w — энтальпия добавочной воды, кДж/кг.

Разделив уравнение (4.30) на уравнение (4.31), получим

$$\varepsilon = \frac{H_2 - H_1}{d_2 - d_1} = \left(\frac{Q}{M_в} + \frac{W}{M_в} h_W\right) \Big/ \left(\frac{W}{M_в}\right) = \frac{Q}{W} + h_W, \qquad (4.32)$$

где ε — угловой коэффициент тепловлагообмена воздуха.

Уравнение (4.32) 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 Hd угловой коэффициент тепловлагообмена ε может быть представлен в виде пучка прямых. В конкретном случае эти прямые проходят через точки *1* и *2* (рис. 4.8).

Угловой коэффициент ε может быть определен также из уравнения

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

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

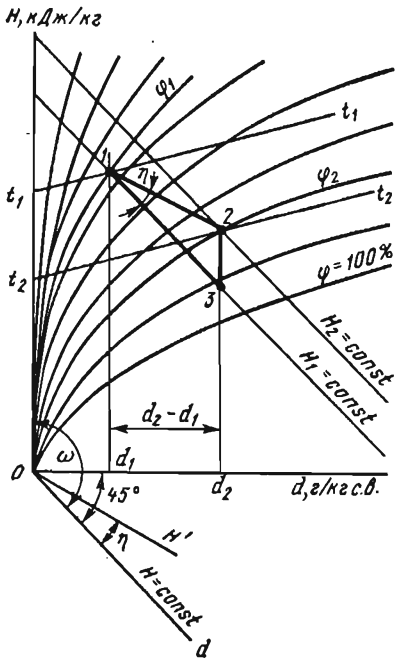


Рис. 4.8. Процесс перехода влажного воздуха из одного состояния в другое на *Hd*-диаграмме.

Проанализируем уравнение (4.32).

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

$$\varepsilon = (H_2 - H_1)/(d_2 - d_1) = h_W = C_W t_W, \qquad (4.33)$$

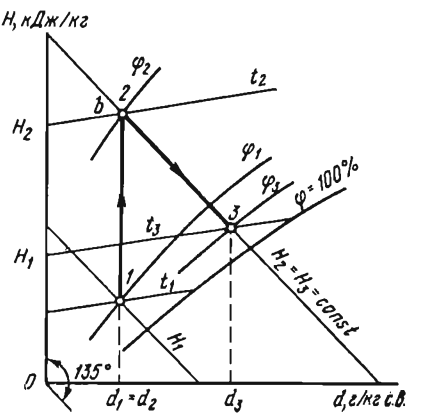


Рис. 4.9. Изображение процессов в сушильной установке на *Hd*-диаграмме.

где $C_в$ — удельная теплоемкость воды; $C_в = 4{,}19$ кДж/кг; $t_в$ — температура, °С.

В рассматриваемом 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 (4.27) следует, что $\varepsilon = 0$, т. е. $H = \text{const}$ ($\eta = 0$). Если начальная энтальпия не меняется, 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 $d = \text{const}$.

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

Пусть точка *1* (рис. 4.9) изображает состояние воздуха перед калорифером. Процесс подогрева влажного воздуха в калорифере протекает при постоянном влагосодержании, а следовательно, 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 подогрев $(1 + d)$ 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 влагосодержаний $d_3 - d_2$ определяет количество влаги, которое уносится из сушильной камеры $(1 + d)$ кг воздуха.

Контрольные вопросы и задания

1. Проанализируйте процесс парообразования в *pv*-, *Ts*-, *hs*-координатах. Укажите на их общие черты и на отличительные особенности. 2. Что такое влажный насыщенный, сухой насыщенный и перегретый пар? Укажите на закономерности изменения основных параметров состояния в процессах нагрева воды, парообразования и перегрева. 3. Запишите уравнения, определяющие закономерности изменения параметров состояния жидкости и пара. Дайте им объяснение. 4. Проанализируйте процессы изменения со-

* Действительный процесс сушки будет изложен в главе 26.

стояния пара (изохорный, изобарный, изотермный и адиабатный). Укажите на особенности процессов в области влажного и перегретого пара. 5. Дайте определение насыщенного и ненасыщенного влажного воздуха. Укажите на возможные различные пути получения насыщенного влажного пара (и наоборот). 6. Дайте определение влагосодержания, абсолютной и относительной влажности воздуха. Укажите на особенности процессов в области, где $\varphi<100\%$ и $\varphi>100\%$. 7. Опишите *Hd*-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 *Hd*-диаграммы ряд конкретных задач. 9. Рассмотрите процесс смешения двух потоков влажного воздуха. Решите конкретную задачу по смешению двух потоков. 10. Выполните при помощи *Hd*-диаграммы анализ процесса кондиционирования воздуха. Дайте определение коэффициента тепловлагообмена. 11. Проанализируйте теоретический процесс сушки материала на *Hd*-диаграмме. Рассмотрите конкретный пример.

Глава 5. ТЕРМОДИНАМИКА ОТКРЫТЫХ СИСТЕМ

5.1. 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, 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 A в единицу времени проходит одно и то же массовое количество вещества m, кг/с:

$$m=Aw\rho=Aw/v=\text{const}, \tag{5.1}$$

где A — 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 (5.1) 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 мо-

мента. В роторном двигателе энергия движущегося потока превращается в механическую энергию вращения вала турбины. Работа потока против внешнего объекта называется технической работой.

5.2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ВЫРАЖЕНИЕ ПЕРВОГО ЗАКОНА ТЕРМОДИНАМИКИ ДЛЯ ПОТОКА

Рассмотрим перемещение рабочего тела в канале произвольной формы (рис. 5.1). 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 имеем

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

Внутренняя энергия — функция состояния рабочего тела, и 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 A_1, а площадь сечения *2—2* — через A_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 $p_1A_1S_1$. Работа, совершаемая при течении на преодоление давления в сечении *2—2*, равна $p_2A_2S_2$.

Отсюда

$$L = p_2A_2S_2 - p_1A_1S_1 = p_2V_2 - p_1V_1.$$

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

$$l_в = p_2v_2 - p_1v_1. \qquad (5.2)$$

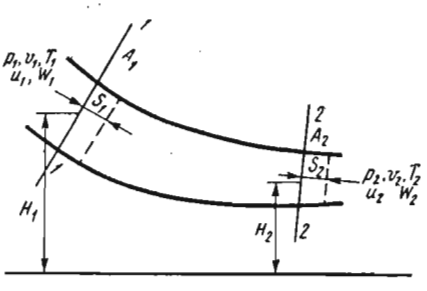


Рис. 5.1. Схема течения рабочего тела в канале переменного сечения.

Очевидно, что

$$\delta l_в = d(pv). \qquad (5.3)$$

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:

$$\delta q = du + d(pv) + 0{,}5dw^2 + \delta l_{техн} + \delta l_{тр}. \qquad (5.4)$$

Если пренебречь изменением внешней потенциальной энергии и работой трения, уравнение (5.4) примет вид

$$\delta q = du + d(pv) + 0{,}5dw^2 + \delta l_{техн}. \qquad (5.5)$$

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

$$\delta q = dh + 0{,}5dw^2 + \delta l_{техн}. \qquad (5.6)$$

Выражение (5.6) — 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

$$\delta q = dh + 0{,}5dw^2. \qquad (5.7)$$

При адиабатном процессе уравнение принимает вид

$$dh + 0{,}5dw^2 = 0, \qquad (5.8)$$

или

$$h_2 - h_1 + 0{,}5(w^2_2 - w^2_1) = \text{const}. \qquad (5.9)$$

Из уравнения (5.9) 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 (2.28) уравнение (5.7) примет вид

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

откуда

$$0{,}5dw^2 = -vdp. \qquad (5.10)$$

Та часть работы расширения, которая превращается в кинетическую энергию и может быть использована в машинах,

называется *располагаемой работой* l_0:

$$l_0 = \int_{p_1}^{p_2} -vdp = \int_{p_2}^{p_1} vdp = (w_2^2 - w_1^2)/2. \qquad (5.11)$$

Из уравнения (5.11) вытекает, что только в условиях падения давления по длине канала ($dp<0$) может увеличиваться располагаемая работа, т. е. скорость течения газа.

Располагаемую работу рассчитывают следующим образом. Из уравнения (5.7) имеем $0{,}5\,dw^2 = \delta q - dh$. Откуда

$$\delta l_0 = \delta q - dh, \qquad (5.12)$$

или

$$l_0 = (w^2_2 - w^2_1)/2 = q - \Delta h. \qquad (5.13)$$

Для политропного процесса идеальных газов

$$l_0 = (w_2^2 - w_1^2)/2 = \int_{v_1}^{v_2} pdv = \int d(pv) = \frac{1}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) -$$

$$-(p_2 v_2 - p_1 v_1) = \frac{n}{n-1}(p_1 v_1 - p_2 v_2) = nl =$$

$$= \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right]. \qquad (5.14)$$

Для адиабатного процесса

$$l_0 = kl = \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]. \qquad (5.15)$$

В уравнениях (5.14) и (5.15) l — работа соответственно политропного и адиабатного расширений рабочего тела.

Из уравнения (5.12) вытекает, что для адиабатного процесса

$$l_0 = h_1 - h_2, \qquad (5.16)$$

поэтому для определения располагаемой работы удобно пользоваться *hs*-диаграммой (рис. 5.2).

Как видно из рисунка 5.3, заштрихованная элементарная площадка $vdp = dl_0$ и, следовательно, вся площадь $1-2-d-c-1 = l_0$. Таким образом, в *pv*-координатах площадь, ограниченная кривой процесса, начальной и конечной ординатами и осью ординат, эквивалентна располагаемой работе.

Зная величину l_0, из формулы (5.11) можно получить значение w_2:

$$w_2 = \sqrt{w_1^2 + 2l_0}. \qquad (5.17)$$

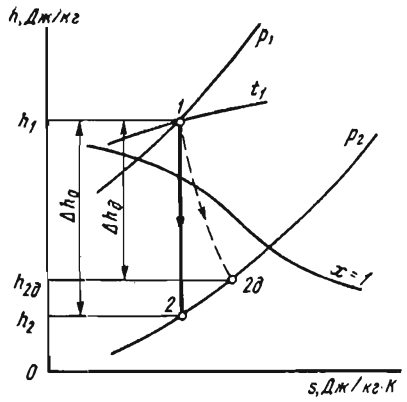


Рис. 5.2. Изображение процесса истечения пара на *hs*-диаграмме.

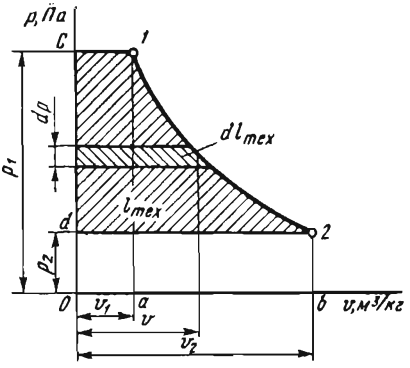


Рис. 5.3. Графическое изображение располагаемой работы в *pv*-координатах.

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

$$w_2 = \sqrt{2l_0}. \qquad (5.18)$$

5.3. 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, и 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. 5.4).

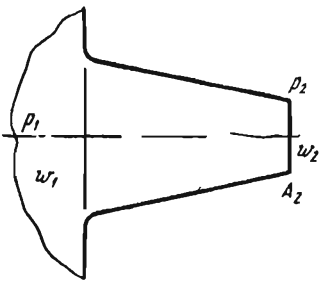


Рис. 5.4. Истечение рабочего тела из сопла.

В соответствии с уравнением (5.9) скорость истечения из сопла

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2) + w_1^2}. \qquad (5.19)$$

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

$$w_2 = \sqrt{2(h_1 - h_2)}. \qquad (5.20)$$

Если h выразить не в Дж/г, а в кДж/кг, то формула для w_2, м/с, имеет вид

$$w_2 = 44{,}7\sqrt{\Delta h}. \qquad (5.20')$$

Из уравнения (5.18) с учетом (5.15) получим уравнение для скорости истечения w (в дальнейшем индекс у скорости тела на выходе из сопла опускаем):

$$w = \sqrt{2\frac{k}{k-1}p_1 v_1\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}. \qquad (5.21)$$

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

$$m = wA/v_2.$$

Учитывая, что для адиабатного процесса $p_1 v_1^k = p_2 v_2^k$, и принимая во внимание (5.21), будем иметь

$$m = \frac{wA}{v_1}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}} = A\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_1}{v_1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}. \qquad (5.22)$$

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 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 (5.22) 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. Обозначив отношение p_2/p_1 (где переменная величина p_2) через β, получим

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

После простых преобразований получим

$$\beta = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}. \qquad (5.23)$$

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 (5.21), подставив в него вместо p_2/p_1 значение $\beta_{кр}$:

$$w_{кр}=\sqrt{\frac{2k}{k+1}p_1v_1}=\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_1}. \qquad (5.24)$$

Максимальный секундный расход рабочего тела можно определить, если в уравнение (5.22) вместо p_2/p_1 подставить $\beta_{кр}$:

$$m_{кр}=A\sqrt{\frac{2k}{k+1}\frac{p_1}{v_1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{2}{k-1}}}. \qquad (5.25)$$

Из уравнений (5.24) и (5.25) с учетом значений k получим: для одноатомных газов

$$w_{кр}=1{,}118\sqrt{p_1v_1};\quad m_{кр}=0{,}762\,A\sqrt{p_1/v_1}; \qquad (5.26)$$

для двухатомных газов

$$w_{кр}=1{,}080\sqrt{p_1v_1};\quad m_{кр}=0{,}685\,A\sqrt{p_1/v_1}; \qquad (5.27)$$

для многоатомных газов и перегретого пара

$$w_{кр}=1{,}063\sqrt{p_1v_1};\quad m_{кр}=0{,}666\,A\sqrt{p_1v_1}. \qquad (5.28)$$

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 рисунке 5.5 линия $Д$—$К$). Соответственно скорость потока остается постоянной, равной $w_{кр}$.

Для адиабатного процесса

$$p_1v_1^k=p_{кр}v_{кр}^k.$$

С учетом уравнения (5.23) получим

$$v_1=v_{кр}[2/(k+1)]^{1/(k-1)}. \qquad (5.29)$$

Подставляя это выражение в уравнение (5.24), с учетом (5.23) получим

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

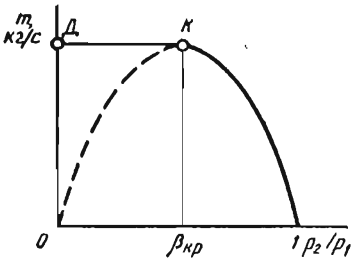


Рис. 5.5. Зависимость массового расхода рабочего тела через суживающийся канал от отношения p_2/p_1.

Из курса физики известно, что выражение (5.30) 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 (5.1) в виде $mv=Aw$.

Продифференцировав это уравнение при $m=\text{const}$ и поделив на (5.1), получим

$$dA/A=dv/v-dw/w. \tag{5.31}$$

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

$$\frac{dv}{v}=-\frac{1}{k}\frac{dp}{p}. \tag{5.32}$$

С учетом выражения $wdw=-vdp$, а также (5.32) уравнение (5.31) представим в виде

$$\frac{dA}{A}=\left(\frac{v}{w^2}-\frac{1}{kp}\right)dp=\left(\frac{w^2}{kpv}-1\right)\frac{dw}{w}=\left(\frac{w^2}{a^2}-1\right)\frac{dw}{w}. \tag{5.33}$$

Напомним, что $a=\sqrt{kpv}$ — скорость распространения звука.

Проанализируем уравнение (5.33). В суживающемся канале $dA/A<0$. В этом случае правая часть (5.33) 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 (5.33) 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 (5.33) 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 рисунке 5.6. Под схемой показаны закономерности изменения давления и скорости в сопле.

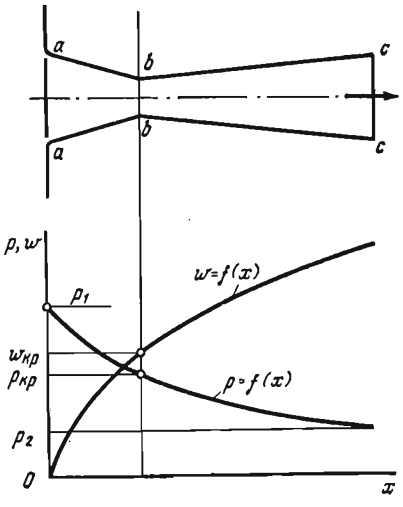


Рис. 5.6. Схема сопла Лаваля и закономерность изменения p и v вдоль сопла.

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

Для адиабатного обратимого потока справедливо выражение (5.8). Учитывая, что для идеального газа $h=c_pT$, можем написать

$$c_pT+0{,}5w^2=\text{const}. \tag{5.34}$$

Если поток полностью заторможен ($w=0$), температура, которую приобретает поток, называется *температурой адиабатного торможения*, а точка, в которой скорость обращается в нуль, — *точкой нулевой скорости*. Температура торможения

$$T^*=T+w^2/c_p. \tag{5.35}$$

Так как для адиабатного равновесного истечения $w_2=\sqrt{2(h_1-h_2)}$, то такие задачи удобно решать с помощью hs-диаграммы. Процесс адиабатного обратимого расширения изображен линией *1—2* (см. рис. 5.2).

Действительный процесс истечения сопровождается потерями энергии, вызванными трением между рабочим телом и поверхностью канала, завихрениями и т. д. Необратимый адиабатный процесс расширения представлен на рисунке 5.2 кривой *1—2д*. При этом для того же перепада давлений p_1-p_2 раз-

ность $\Delta h = h_1 - h_{2д}$ 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

$$\xi_c = (\Delta h_0 - \Delta h)/\Delta h_0 = 1 - \Delta h/\Delta h_0 \qquad (5.36)$$

называется *коэффициентом потерь энергии.*

Очевидно, что действительная скорость истечения

$$w_{2д} = 44{,}7 \sqrt{(1 - \xi_c)\,\Delta h_0}\,. \qquad (5.37)$$

Величину $(1 - \xi_c)$ обозначают через φ_c^2, где φ_c — *скоростной коэффициент.* В таком случае будем иметь

$$w_{2д} = 44{,}7 \varphi_c \sqrt{\Delta h_0}\,. \qquad (5.37')$$

Значение φ_c колеблется в пределах 0,94—0,98.

5.4. ДРОССЕЛИРОВАНИЕ

Опыт показывает, что если на пути потока встречается местное сопротивление в виде суженного сечения (рис. 5.7), 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 подвода (отвода) теплоты извне и без совершения внешней работы. Этот процесс необратим и сопровождается возрастанием энтропии.

При адиабатном процессе справедливо выражение (5.9)

$$h_1 - h_2 = 0{,}5(w_2^2 - w_1^2),$$

где h_1 и h_2 — значения энтальпий 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 скорости течения изменяются незначительно. Поэтому можно принять, что

$$h_1 = h_2, \qquad (5.38)$$

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:

$$\alpha = (\partial T/\partial p)_h, \qquad (5.39)$$

где α — коэффициент идиабатного 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 меняет 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 pT-диаграмме образует кривую инверсии. Она представляет собой линию, разделяющую область положительного и отрицательного значений дроссель-эффекта. Примерный вид кривой инверсии приведен на рисунке 5.8.

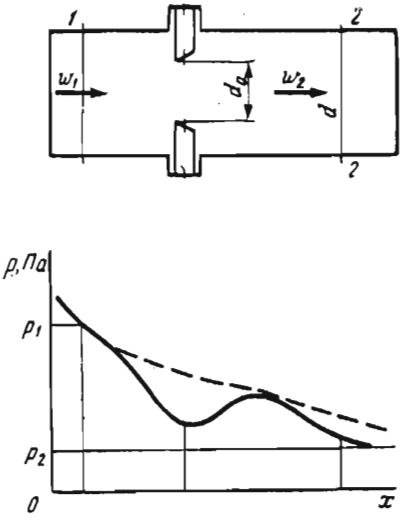


Рис. 5.7. Схема дросселирования потока и изменение давления вдоль канала при дросселировании.

Поскольку процесс дросселирования необратим, его можно изображать в Ts- и hs-координатах лишь условно. Чаще всего пользуются анализом процесса дросселирования на hs-диаграмме (рис. 5.9). При дросселировании (процесс *1—2*) температура пара понижается, влажный пар подсушивается и становится перегретым. Описанный процесс справедлив для паров низкого и среднего давления, но именно такой пар находит применение в сельскохозяйственном производстве.

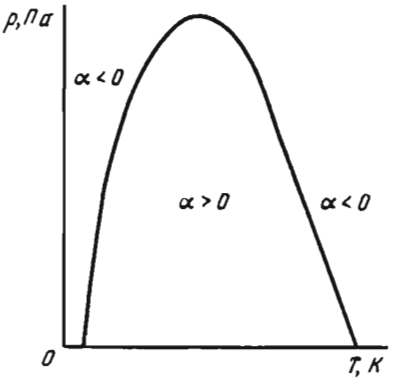


Рис. 5.8. Кривая инверсии в pT-координатах.

При дросселировании давле-

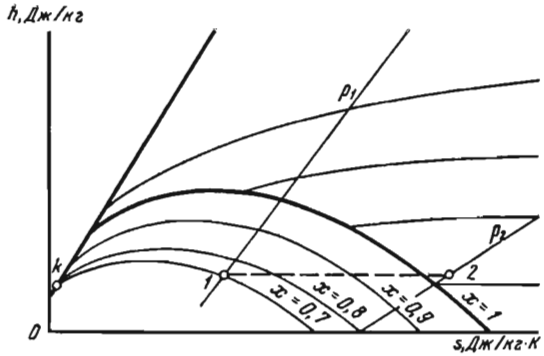


Рис. 5.9. Графическое изображение процесса дросселирования водяного пара в *hs*-координатах.

ние рабочего тела падает, и поэтому этот процесс приводит на практике к невозобновляемым потерям (потери давления в процессе наполнения цилиндров двигателя при впуске пара в ротор турбины, потеря в газо- и паропроводах и т. д.). 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.

5.5. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОМПРЕССОРА

Общие сведения. 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

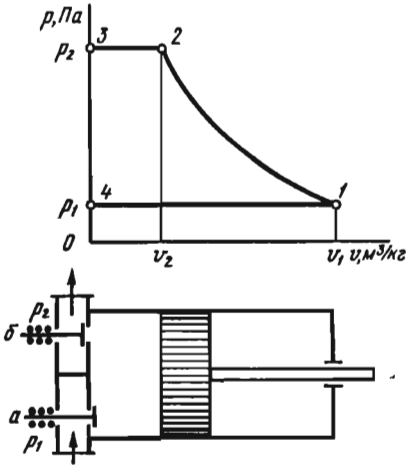


Рис. 5.10. Принципиальная схема и *pv*-диаграмма одноступенчатого компрессора.

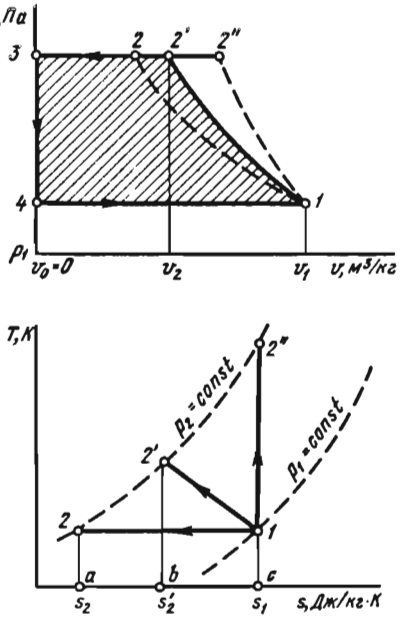


Рис. 5.11. Сравнение работы изотермного, политропного и адиабатного сжатия в компрессоре.

в них. Проанализируем процессы в поршневом компрессоре, который в сельскохозяйственном производстве наиболее распространен.

На рисунке 5.10 изображены принципиальная схема одноступенчатого поршневого компрессора и зависимость в *pv*-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.

Следует указать, что только в процессе сжатия *1—2* масса газа остается постоянной. Поэтому на *pv*-диаграмме процессы

всасывания *4—1* и вытеснения *2—3*, в которых меняется количество рабочего тела, не изображают процессы термодинамически. На рисунке 5.11 показаны различные процессы сжатия: изотермное *1—2*, политропное *1—2′* и адиабатное *1—2″*. Практическое сжатие осуществляется по политропе с показателем $n=1{,}08\ldots1{,}22$, т. е. политропа размещена между изотермой и адиабатой ($1<n<k$).

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 $l_{4-1}=p_1v_1$ и $l_{2-3}=p_2v_2$.

В соответствии с уравнением (2.59)

$$l_{1-2} = -\frac{p_1v_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right].$$

Следовательно, для политропного процесса будем иметь

$$l_{к\,пол} = p_1v_1 + \frac{p_1v_1}{n-1}\left[1-\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}\right] - p_2v_2 =$$

$$= -\frac{n}{n-1}p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]. \qquad (5.40)$$

Выражение для работы компрессора в адиабатном процессе можно получить из уравнения (5.40), заменив n на k:

$$l_{к\,ад} = -\frac{k}{k-1}p_1v_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1\right]. \qquad (5.41)$$

Принимая во внимание уравнение (2.45) для работы изотермного сжатия и учитывая, что для изотермного процесса $p_1v_1=p_2v_2$, получим выражение для работы компрессора

$$l_{к\,из} = RT_1 \ln\frac{p_2}{p_1} = p_1v_1 \ln\frac{p_2}{p_1}. \qquad (5.42)$$

В *Ts*-координатах (см. рис. 5.11) показаны процессы сжатия рабочего тела в одноступенчатом компрессоре: *1—2″* — адиабатный, *1—2′* — политропный и *1—2* — изотермный.

Из рисунка 5.11 следует, что при сжатии по изотерме площадь *4—1—2—3* получается наименьшей, а следовательно, ра-

бота, затраченная компрессором, будет минимальной. Поэтому применение изотермного сжатия в компрессоре является энергетически наиболее выгодным.

Многоступенчатое сжатие. В одноступенчатом (одноцилиндровом) компрессоре степень сжатия $\varepsilon = p_2/p_1$ обычно не превышает значения 6...8. Если требуется сжать газ до высокого давления, используются многоступенчатые компрессоры (рис. 5.12). Повышение давления сжатия приводит к повышению 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 рисунке 5.13, *а*. Сжатие в первом цилиндре происходит по политропе *1—a*, после чего газ поступает в промежуточный охладитель, где он охлаждается (теоретически при постоянном давлении) до температуры T_1 (процесс *a—b*).

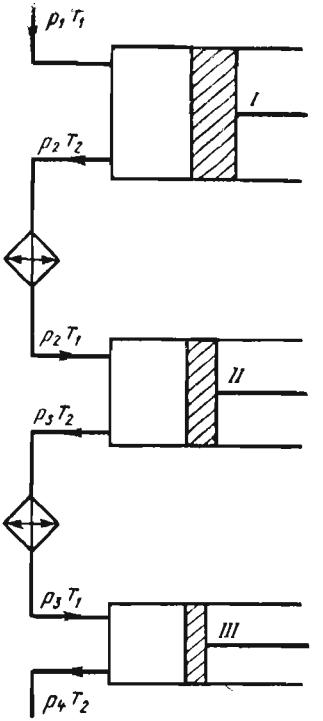


Рис. 5.12. Принципиальная схема трехступенчатого компрессора.

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′*, величина затраченной работы 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. 5.13, *а*). На рисунке 5.13, *б* линии *1—a*, *b—c* и *d—e* представляют в *Ts*-координатах 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 тео-

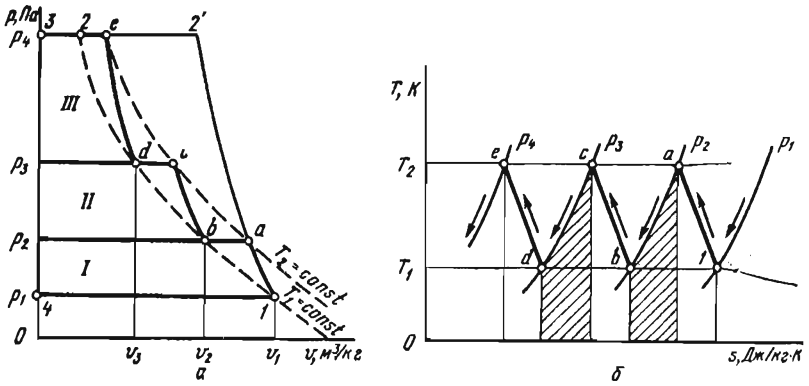


Рис. 5.13. Диаграмма трехступенчатого сжатия в *pv*- и *Ts*-координатах.

ретической работы при обратимом адиабатном сжатии $l_{ад}$ к работе $l_к$, израсходованной в реальном компрессоре на сжатие 1 кг газа:

$$\eta_{ад}=l_{ад}/l_к. \tag{5.43}$$

Значение $\eta_{ад}$ колеблется в пределах 0,7 ... 0,9.

Для оценки работы охлаждаемых компрессоров пользуются изотермным КПД, равным отношению теоретической работы при изотермном сжатии $l_{из}$ к работе $l_к$:

$$\eta_{из}=l_{из}/l_к. \tag{5.44}$$

Потери на трение в механизмах компрессора учитываются механическим КПД $\eta_м$. Произведение адиабатного или изотермного КПД на механический КПД определяет значение эффективного КПД компрессора η_e. Соответственно для неохлаждаемого и охлаждаемого компрессора будем иметь

$$\eta_e=\eta_{ад}\eta_м \quad \text{и} \quad \eta_e=\eta_{из}\eta_м. \tag{5.45}$$

Контрольные вопросы и задания

1. Изложите определение открытых термодинамических систем и приведите примеры из практики. 2. Получите 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 определяется эта работа для политропного и адиабатного процессов. 4. Получите выражение для скорости массового расхода при течении рабочего тела в коротких каналах. Выполните анализ этих уравнений. 5. Что такое критическое отношение давлений, критическая скорость, максимальный массовый расход рабочего тела? Запишите выражение 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 адиабатического торможения? 8. Как определяют действительную скорость истечения? Проанализируйте процесс адиабатного обратимого и необратимого истечения с помощью *hs*-диаграммы. Что такое коэффициент потери энергии и как можно определить его значение? 9. Решите с помощью *hs*-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. 11. Дайте определение компрессора, укажите на их классификацию. Получите выражение для работы компрессора при политропном, адиабатном и изотермном сжатии. 12. Проанализируйте процесс сжатия в многоступенчатом компрессоре в *pv*- и *Ts*-диаграммах. Укажите на преимущества многоступенчатого сжатия по сравнению с одноступенчатым. 13. Как определяется КПД охлаждаемого и неохлаждаемого компрессоров?

Глава 6. ЦИКЛЫ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И УСТАНОВОК

6.1. ИСХОДНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

С точки зрения термодинамики тепловые двигатели представляют собой совокупность взаимодействующих между собой рабочего тела, источника теплоты и охладителя. Особенности этих взаимодействий определяют 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. Переход рабочего тела от температуры источника теплоты к температуре охладителя (и наоборот) осуществляется по адиабате.

При анализе термодинамических циклов тепловых машин допускают, что:

химический состав и количество рабочего тела не меняются;

процесс сгорания топлива заменяется обратимым процессом подвода теплоты;

выпуск продуктов сгорания или отработавшего пара заменяется обратимым процессом отвода теплоты в охладитель;

процессы расширения и сжатия рабочего тела являются адиабатными;

теплоемкость рабочего тела не зависит от температуры.

6.2. 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 подвода теплоты различают три термодинамических цикла двигателей внутреннего сгорания:

цикл с подводом теплоты при $v = \text{const}$;

цикл с подводом теплоты при $p = \text{const}$;

цикл со смешанным подводом теплоты при $v = \text{const}$ и $p = \text{const}$.

Первый цикл характерен для двигателей с внешним смесеобразованием (бензиновые, газовые).

Цикл со смешанным подводом теплоты характерен для дизелей, т. е. двигателей с внутренним смесеобразованием. Цикл с подводом теплоты при $p = \text{const}$ представляет собой термодинамический круговой процесс, протекающий в компрессорном дизеле, в котором распыл топлива в цилиндре осуществляется сжатым воздухом. Эти двигатели в настоящее время не находят применения, и поэтому мы будем рассматривать только первую и третью группы циклов.

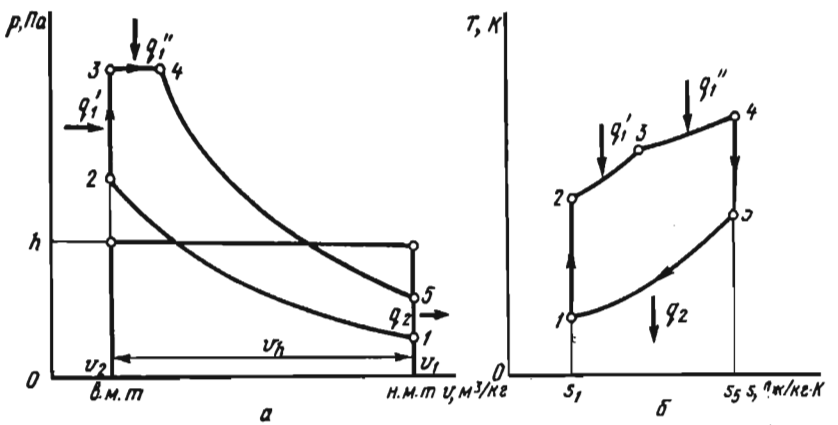


Рис. 6.1. Диаграмма цикла двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты в *pv*- и *Ts*-координатах.

Цикл со смешанным подводом теплоты изображен в pv- и Ts-координатах на рисунке 6.1. Кривая *1—2* соответствует процессу адиабатного сжатия рабочего тела. Подвод теплоты (в реальном двигателе сжигание топлива) сначала происходит по линии *2—3* при $v=\text{const}$, а затем по линии *3—4* при $p=\text{const}$. 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 отвода теплоты q_2 в охладитель.

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

$$q'_1=c_v(T_3-T_2);\ q''_1=c_p(T_4-T_3);$$
$$q_2=c_v(T_5-T_1), \tag{6.1}$$

отсюда

$$\eta_t=1-\frac{c_v(T_5-T_1)}{c_v(T_3-T_2)+c_p(T_4-T_3)}. \tag{6.2}$$

Для адиабатного процесса *1—2* в соответствии с уравнением (2.50) можно записать

$$T_2/T_1=\varepsilon^{k-1},\ \text{откуда}\ T_2=T_1\varepsilon^{k-1}.$$

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

$$T_5=T_4\rho^{k-1}\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}=T_1\lambda\rho^k.$$

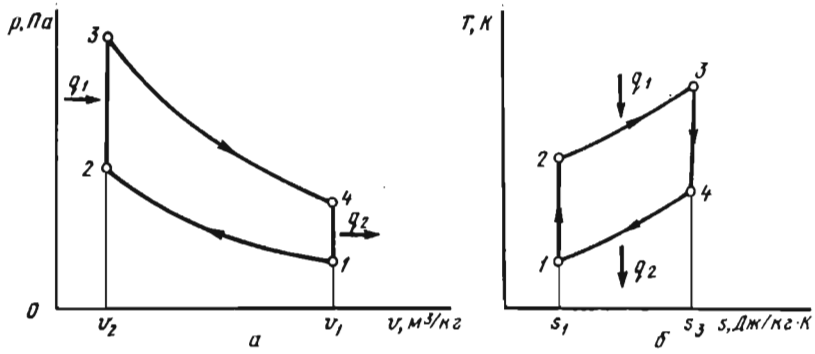


Рис. 6.2. Диаграмма цикла двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при $v=\text{const}$ в pv- и Ts-координатах.

Подставляя полученные выражения в (6.1) и учитывая, что $c_p/c_v=k$, будем иметь:

$$q_1=q'_1+q''_1=c_vT_1\varepsilon^{k-1}[(\lambda-1)+k\lambda(\rho-1)];$$
$$q_2=c_vT_1(\lambda\rho^k-1).$$

Таким образом, термический КПД цикла двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты запишется так:

$$\eta_t=1-\frac{q_2}{q_1}=1-\frac{c_vT_1(\lambda\rho^k-1)}{c_vT_1\varepsilon^{k-1}[\lambda-1+k\lambda(\rho-1)]}=$$
$$=1-\frac{\lambda\rho^k-1}{\lambda-1+k\lambda(\rho-1)}\cdot\frac{1}{\varepsilon^{k-1}}. \qquad (6.3)$$

Из приведенной формулы следует, что термический КПД цикла со смешанным подводом теплоты возрастает с увеличением степени сжатия ε и степени повышения давления λ и с уменьшением степени предварительного расширения ρ.

Цикл с подводом теплоты при постоянном объеме состоит из двух адиабат и двух изохор (рис. 6.2).

По кривой *1—2* происходит адиабатное сжатие рабочего тела (в данном случае горючей смеси). Изохора *2—3* соответствует процессу подвода 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 (6.3) принять $\rho=1$:

$$\eta_t=1-1/\varepsilon^{k-1}. \qquad (6.4)$$

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 выше ($\varepsilon = 12 \ldots 18$), чем у двигателей с внешним смесеобразованием ($\varepsilon = 6 \ldots 8$), и поэтому первые двигатели имеют более высокие значения термического КПД и их экономичность выше, чем у двигателей с внешним смесеобразованием.

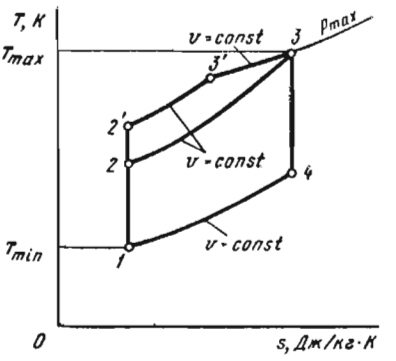


Рис. 6.3. Сравненне циклов двигателя внутреннего сгорания.

Сравним циклы при одинаковых конечных температурах, которые определяют допустимые термические напряжения в деталях двигателя. Как видно из рисунка 6.3, цикл со смешанным подводом теплоты имеет при тех же значениях T_{max} более высокий термический КПД, чем цикл с подводом теплоты при постоянном объеме.

6.3. ЦИКЛЫ ПАРОСИЛОВЫХ УСТАНОВОК

В современной стационарной теплоэнергетике в основном используются 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.

На рисунке 6.4 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 превращается в электрогенераторе ЭГ 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 цикле.

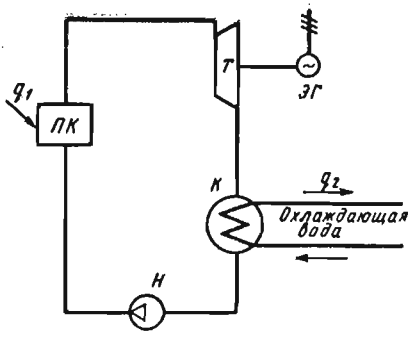


Рис. 6.4. Принципиальная схема паровой теплосиловой установки.

Рассмотрим описанный замкнутый процесс в pv-, Ts- и hs-координатах (рис. 6.5).

Точка *4* соответствует состоянию рабочего тела перед паровым котлом. В котле происходят нагрев жидкости (*4—5*), парообразование (*5—6*) и перегрев 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*. Конденсация пара происходит 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 отводится в окружающую среду 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 Ts- и hs-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 $h_3 = h_к$, т. е.

$$\eta_t = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_3} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_к}, \qquad (6.5)$$

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 hs-диаграммой.

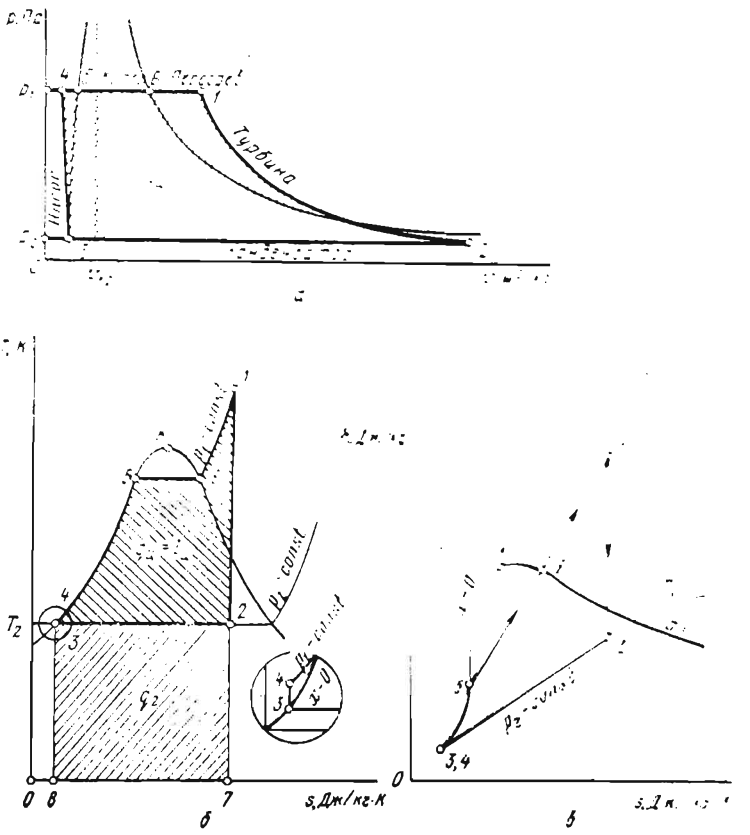


Рис. 6.5. Цикл Ренкина:
а — в *pv*-координатах; *б* — в *Ts*-координатах; *в* — в *hs*-координатах.

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 $p_1 = 13 \ldots 16$ МПа (применяется также сверхкритическое давление, равное 24 МПа), температура пара $t_1 = 535 \ldots 565$ °С. Давление пара за турбиной $p_2 = 3 \ldots 5$ кПа. Так как с увеличением давления p_1 при постоянном предельном значении температуры T_1 повышается влажность пара в конце процесса расширения (на *hs*-диаграмме процесс сдвигается влево), то применяют промежуточный перегрев пара. Давление промежуточного перегре-

ва 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 снижения 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 не менее 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, одновременно вырабатывающая электрическую энергию и теплоту для внешнего теплоснабжения, называется теплоэлектроцентралью (ТЭЦ). Схема такой станции изображена на рисунке 6.6. Диаграмма теплофикационного цикла в *Ts*-координатах показана на рисунке 6.7. На принципиальной схеме (рис. 6.6) цифры соответствуют наиболее характерным точкам на диаграмме (см. рис. 6.7). Количество теплоты, которое можно использовать для отопления технологических процес-

---

* В последнее время низкопотенциальную температуру охладителя после конденсата используют для обогрева сооружений защищенного грунта (см. главу 31).

сов различных производств и т. д., определяют площадью *2—4—8—7—2*. Уменьшение полезной работы вследствие повышения давления 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 энергию (ТЭЦ), служит *коэффициент использования теплоты*

$$\eta_{и.т} = (l_э + q_2)/q_1, \qquad (6.6)$$

где $l_э$ — работа цикла, используемая до получения электрической энергии; q_2 — теплота, отпускаемая потребителю; q_1 — подвод теплоты от источника.

Теоретически $\eta_{и.т}$ может иметь значение, равное единице, а в реальных условиях коэффициент использования теплоты достигает величины 0,6 . . . 0,8.

Существенный недостаток тепловых станций, работающих по схеме, изображенной на рисунке 6.6, 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 энергии 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

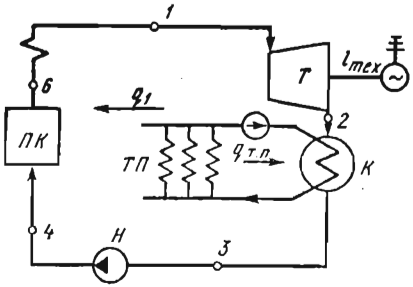


Рис. 6.6. Схема установки для совместной выработки электрической энергии и теплоты без регулируемого отбора пара из турбины:

ПК — паровой котел; Т — паровая турбина; К — конденсатор; Н — насос; ТП — тепловой потребитель.

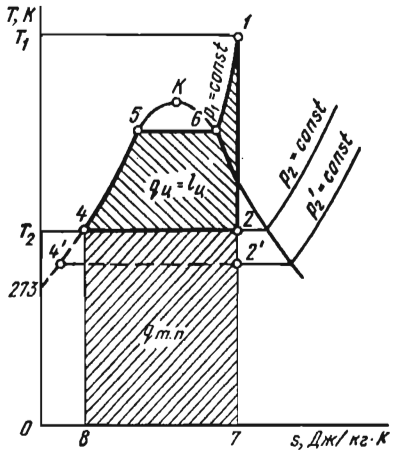


Рис. 6.7. Диаграмма теплофикационного цикла в *Ts*-координатах.

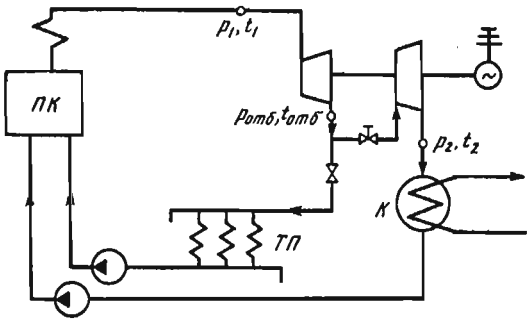


Рис. 6.8. Схема установки с турбиной с регулируемым отбором пара.

система регулирования обеспечивает независимость параметров отбираемого пара от расхода пара через турбину.

Одна из таких схем показана на рисунке 6.8. 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 подогрева воды после конденсатора.

Контрольные вопросы и задания

1. Какие принимаются допущения при анализе термодинамических циклов тепловых двигателей? 2. Изложите основные сведения о цикле двигателя внутреннего сгорания со смешанным подводом теплоты. Проанализируйте термический КПД цикла. 3. Изложите основные положения, относящиеся к циклу двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме. 4. Дайте сравнительный анализ η_t циклов с подводом теплоты при постоянном объеме и со смешанным подводом теплоты. Какие двигатели характеризуют один и другой циклы? 5. Изобразите схемы паросиловых установок (конденсационных, с турбинами, работающими на противодавление, с турбинами с регулируемым отбором пара) и укажите на их отличительные особенности. 6. Укажите пути повышения КПД цикла паросиловой установки. 7. Что такое теплофикация? Пользуясь изображением цикла в *Ts*-координатах, выполните анализ такого цикла. Чему равняется коэффициент использования теплоты? 8. Обоснуйте преимущество теплосиловой установки с промежуточным регулируемым отбором пара перед установкой по сравнению с турбинами с противодавлением,

Глава 7. ЦИКЛЫ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ (ОБРАТНЫЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ЦИКЛЫ)

7.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Во многих отраслях сельскохозяйственного производства, например при хранении сельскохозяйственных продуктов, а также 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 (в тепловой машине процесс происходит при более высоком температурном уровне).

Количество теплоты, отводимой от охлаждаемого тела за единицу времени (за час), называется *холодильной мощностью холодильной установки.* Холодильная мощность, отнесенная к 1 кг холодильного агента (рабочего тела), называется *удельной холодильной мощностью холодильного агента.* Для характеристики эффективности обратного цикла вводят понятие холодильного коэффициента ε_x (формула 3.2).

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 в сельском хозяйстве нашли компрессионные установки, в которых энергия, необходимая для выработки искусственного холода, затрачивается в виде механической энергии на привод компрессора и абсорбционные установки, в которых для повышения давления рабочего тела используется термохимическая компрессия.

В качестве рабочих тел (холодильных агентов) применяют так называемые низкокипящие жидкости, т. е. вещества с технически допустимыми давлениями насыщенных паров во всем

диапазоне температур цикла. В качестве холодильных агентов используют хлористый метил CH_3Cl, углекислый газ CO_2, аммиак NH_3 и в особенности фреоны — фторхлорпроизводные углеводородов типа C_mH_n. Более подробно эти вопросы изложены в главе 28.

7.2. ЦИКЛ ПАРОВОЙ КОМПРЕССИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

Принципиальная схема установки изображена на рисунке 7.1. На этом же рисунке приведен ее цикл в *Ts*-координатах (цифры на схеме соответствуют точкам, указанным на *Ts*-диаграмме). Установка работает следующим образом. Из рефрижератора Р влажный насыщенный пар со степенью сухости x_1 при давлении p_1 и температуре $T_{н_1}$ всасывается компрессором КМ и сжимается адиабатно (процесс *1—2*) до давления p_2 и температуры T_2. Из компрессора пар подается в конденсатор К, где, охлаждаясь водой или окружающим воздухом, при постоянном давлении p_2 превращается вначале в сухой насыщенный пар (процесс *2—3*), а затем полностью переходит в жидкость (процесс *3—4*). Теплота q_1, отданная рабочим телом в конденсаторе, равна с учетом масштаба диаграммы площади *2—3—4—5—5′—1′—2*. На выходе из конденсатора жидкое рабочее тело, проходя через 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 $T_{н_1}$. В точке *5* пар влажный насыщенный (степень сухости x_5). После дроссельного клапана пар поступает в рефрижератор. В результате подвода теплоты q_2 (эквивалентной площади *5—1—1′—5′—5*) пар испаряется до состояния, изображаемого точкой *1* (процесс *5—1*). Холодильный ко-

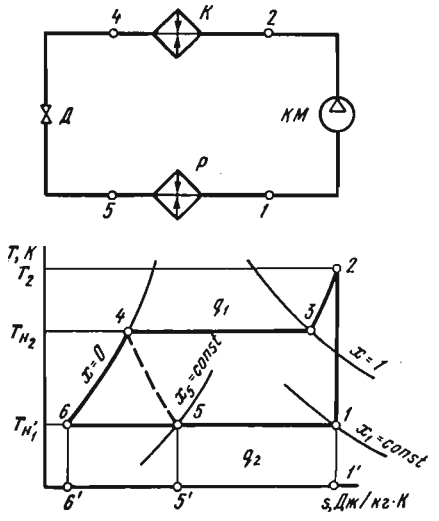


Рис. 7.1. Схема компрессионной паровой холодильной установки и графическое изображение цикла в *Ts*-координатах:

КМ — компрессор; Р — рефрижератор; Д — дроссельный клапан; К — конденсатор.

эффициент этой установки

$$\varepsilon_x = \frac{q_2}{q_1 - q_2} = \frac{h_2 - h_5}{(h_2 - h_4) - (h_1 - h_5)}.$$

Учитывая, что $h_5 = h_4$, получим

$$\varepsilon_x = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1}, \qquad (7.1)$$

где $(h_2 - h_1)$ — работа, затраченная в компрессоре.

7.3. ЦИКЛ АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В некоторых случаях для повышения давления рабочего тела в цикле холодильной установки целесообразно расходовать не механическую энергию, а теплоту, например пара, электронагревателя, солнечного излучения. В таких холодильных установках в качестве рабочего тела используется бинарная смесь веществ, имеющих разную температуру кипения при одном и том же давлении. Одно из веществ, имеющее более низкую температуру кипения, является хладоагентом, а другое — абсорбентом. Обычно в качестве хладоагента используется аммиак, а в качестве абсорбента — вода.

Схема абсорбционной холодильной установки приведена на рисунке 7.2. В генераторе *1* находится концентрированный водоаммиачный раствор под давлением p_2. За счет подвода теплоты q_1 извне (например, через змеевик *10* подается горячий пар) происходит испарение хладоагента. Вследствие этого в генераторе остается раствор малой концентрации. Образующийся пар с высокой концентрацией хладоагента направляется в конденсатор *2*, где охлаждается водой, проходящей через змеевик *3*, и конденсируется. Конденсат проходит через дроссельный клапан *4*, в результате чего давление снижается от p_2 до p_1, а затем поступает в испаритель (рефрижератор) *5*. В испарителе в результате подвода теплоты в количестве q_2 происходит испарение влажного насыщенного пара. Из испарителя пар направляется в абсорбер *7*, где он абсорбируется слабым раствором (абсорбентом), поступающим из генератора. При этом теплота абсорбции $q_{абс}$ отводится с охлаждающей водой, циркулирую-

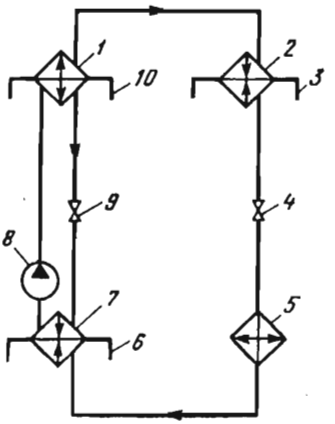


Рис. 7.2. Схема абсорбционной холодильной установки.

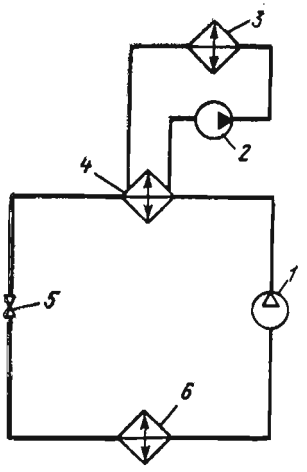


Рис. 7.3. Схема теплового насоса.

щей в змеевике *6*. Так как в генераторе *1* давление p_2 выше давления в абсорбере *7* p_1, то между ними устанавливается дроссельный клапан *9*. В процессе абсорбции концентрация хладоагента в растворе, находящемся в абсорбере, повышается. Насыщенный раствор подается насосом *8* из абсорбера в генератор *1*.

Таким образом, в абсорбционной холодильной установке вместо сжатия хладоагента в компрессоре происходит процесс десорбции, т. е. выделения из раствора при постоянном избыточном давлении хладоагента (аммиака) за счет подводимой теплоты q_1.

Отношение теплоты q_2, отнятой от охлаждаемого вещества в испарителе, к затраченной теплоте q_1 называется *коэффициентом теплоиспользования, или тепловым коэффициентом* абсорбционной холодильной установки.

$$\xi = q_2/q_1. \qquad (7.2)$$

Абсорбционные холодильные установки имеют сравнительно низкую термодинамическую эффективность, но вследствие простоты устройства (отсутствие компрессора) и надежности в эксплуатации нашли широкое распространение. Особенно перспективны в сельском хозяйстве гелиоабсорбционные холодильные машины, работающие за счет даровой солнечной энергии (подробнее этот вопрос изложен в главе 31).

7.4. ЦИКЛ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Устройства, предназначенные для передачи теплоты от одних тел к другим, имеющим разные температуры, называются термотрансформаторами. Термотрансформаторы, служащие для передачи теплоты от тел с более низкой температурой к телам с более высокой температурой, называются повышающими. К ним относятся тепловые насосы, которые осуществляют передачу теплоты из окружающей среды к объекту с более высокой температурой. Источником теплоты низкой температуры для теплового насоса могут служить внешняя атмосфера, вода водоемов или термальных вод, теплота земли (геотермальные источники), а также охлаждающая вода конденсаторов турбин или компрессоров, выпускные газы двигателей внутреннего сгорания, воздух, удаляемый из помещений ферм, и т. д.

Теплоприемником может быть система отопления помещений (использование тепловых насосов для отопления зданий впервые было предложено В. Томсоном, а детальная техническая разработка этой идеи осуществлена В. А. Михельсоном) или различные технологические процессы. Тепловой насос — это холодильная установка, работающая в иных пределах температур. Так, если для холодильных установок теплоприемник — 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 приведена на рисунке 7.3. В испарителе *6* холодильный агент испаряется за счет теплоты, подведенной из окружающей среды, например из водоема, а затем поступает в компрессор *1*. При испарении хладоагент отбирает количество теплоты q_2. После сжатия в компрессоре хладоагент подается в змеевик конденсатора *4*. Змеевик омывается водой, циркулирующей через обогреваемый объект (к примеру, в системе отопления помещения). Теплоприемнику *3*, таким образом, отдается кроме теплоты q_2, по своей сути даровой, 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,* представляющим собой отношение количества теплоты $q_1 = q_2 + l_ц$, сообщенной нагреваемому объекту, к затраченной работе:

$$\Psi = q_1/l_ц = (q_2 + l_ц)/l_ц = \varepsilon_x + 1, \qquad (7.3)$$

где ε_x — холодильный коэффициент.

Откуда следует, что коэффициент преобразования ψ больше единицы. Его значение колеблется в пределах 3...7, а при использовании высокотемпературных источников (к примеру, выпускных газов тепловых двигателей) еще выше. Это указывает на целесообразность применения тепловых насосов, которые позволяют повысить эффективность использования возобновляемых и вторичных энергетических ресурсов (см. главу 31).

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение холодильной установки и теплового насоса. Укажите на их общие и отличительные особенности. 2. Приведите принципиальную схему компрессионной холодильной установки и выполните анализ цикла в *Ts*-координатах. 3. Приведите схему абсорбционной холодильной установки и укажите на ее преимущества и недостатки по сравнению с компрессионной холодильной машиной. 4. Изложите отличительные особенности и укажите на область применения теплового насоса. Приведите принципиальную схему. 5. Приведите выражения для холодильной установки и коэффициента преобразования теплоты, Выполните их сравнительный анализ.

Раздел второй
ОСНОВЫ ТЕПЛОМАССООБМЕНА

Глава 8. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

8.1. СПОСОБЫ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ТЕПЛОТЫ В ПРОСТРАНСТВЕ

В соответствии со вторым законом термодинамики самопроизвольный процесс распространения теплоты в пространстве происходит под действием перепада температуры (неоднородности) — от мест, более нагретых, к менее нагретым. Самопроизвольный необратимый процесс переноса теплоты в пространстве с неоднородным распределением температуры называется *теплообменом**.

Теплообмен в общем случае может осуществляться тремя различными способами: теплопроводностью, конвекцией и тепловым излучением (радиацией).

Теплопроводность (кондуктивный теплообмен) — это процесс распространения теплоты за счет непосредственного соприкосновения тел (частиц тела) друг с другом. Она обусловлена движением микрочастиц (молекул) тела и возможна в твердых, жидких и газообразных средах.

Конвекция — это перенос теплоты движущимися макрообъемами жидкости или газа. Чем больше скорость движения среды, тем интенсивнее конвекция. Конвективный перенос теплоты всегда сопровождается теплопроводностью. Теплообмен, обусловленный совместным действием конвекции и теплопроводности, называется *конвективным теплообменом.*

Тепловое излучение (радиация) — это распространение теплоты в пространстве посредством электромагнитных волн. Оно может происходить в вакууме, а также в средах, полностью или частично пропускающих излучение. При теплообмене излучением часть внутренней энергии излучателя превращается в энергию электромагнитных волн, которые распространяются в пространстве, а затем поглощается другим телом, превращаясь в тепловую. Тепловое излучение в чистом виде реализуется только в вакууме, а в газах, жидких и твердых средах оно сопровождается теплопроводностью и конвекцией.

Совокупность трех перечисленных выше способов теплообмена называется *сложным теплообменом.*

---

* Теплотехнические термины даны в соответствии с ГОСТ 8.417—81 (СТ СЭВ 1052—78), введенным с 1.01.82 г.

8.2. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Перенос теплоты, как всякое физическое явление, происходит в пространстве и во времени, поэтому температура в той или иной среде в общем случае зависит от координат рассматриваемой точки и времени: $t=t(x, y, z, \tau)$. Совокупность мгновенных значений температуры в пространстве называется **температурным полем.** Если температурное поле во времени не изменяется, то оно называется *стационарным*, а если изменяется, то *нестационарным.* Тепловой режим, соответствующий стационарному температурному полю, называют *установившимся*, а тепловой режим, соответствующий нестационарному температурному полю, — *неустановившимся.* Если температура изменяется только вдоль одной координаты, то температурное поле называют *одномерным*, если вдоль двух координат — *двумерным*, вдоль трех — *трехмерным.* Различают также *однородные* и *неоднородные* температурные поля. В первом случае температура во всех точках температурного поля в каждый момент времени одна и та же, во втором — нет.

В неоднородном температурном поле можно выделить точки с одинаковым значением температуры. Они образуют так называемую **изотермическую поверхность.**

В неоднородном температурном поле возникает перенос теплоты — по одному или нескольким описанным выше механизмам (теплопроводность, конвекция, излучение). Количество теплоты, проходящее в единицу времени через произвольную поверхность, называют **тепловым потоком** Ф, Вт. Интенсивность переноса теплоты характеризуется поверхностной плотностью теплового потока, под которой понимают тепловой поток, равномерно распределенный на единице площади поверхности: $q=\Phi/A$, Вт/м^2, где A — площадь поверхности, через которую проходит тепловой поток Ф.

Различают местную (локальную) и среднюю по поверхности A плотность теплового потока. Связь между ними устанавливается соотношением $q=\frac{1}{A}\int\limits_A q_л dA$, где $q_л$ и q — соответственно локальная и средняя по поверхности A плотность теплового потока.

Тепловой поток и плотность теплового потока могут быть выражены как в векторной, так и в скалярной форме. Под *вектором плотности теплового потока* понимают вектор, проекция которого на произвольное направление есть местная плотность теплового потока, проходящего через площадку, перпендикулярную к выбранному направлению.

Распространение теплоты может происходить в какой-либо среде (твердой, жидкой, газообразной) или в вакууме (излуче-

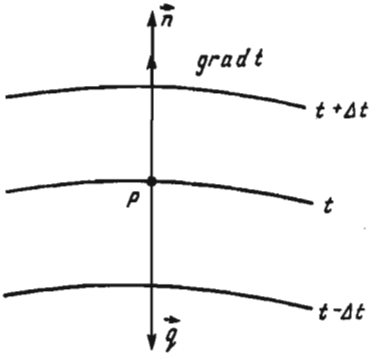


Рис. 8.1. К формулировке основного закона теплопроводности Фурье.

нием. В гидромеханике и теории теплообмена различают следующие среды: сплошные, однофазные, многофазные. *Сплошная среда* — это среда, которую можно рассматривать как континуум, пренебрегая ее дискретным строением. *Однофазная среда* — это сплошная одно- или многокомпонентная среда, свойства которой в пространстве могут изменяться только непрерывно. Под *многофазной средой* понимают сплошную одно- или многокомпонентную среду, состоящую из ряда однофазных частей, на границах которых физические свойства изменяются скачкообразно.

Теплоперенос в среде может вызываться не только температурными неоднородностями, но и действием внутренних источников (стоков) теплоты. Под мощностью внутренних источников теплоты понимают количество теплоты, выделяемое (или поглощаемое) внутренними источниками в единице объема среды в единицу времени.

8.3. ОСНОВНОЙ ЗАКОН ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ (ЗАКОН ФУРЬЕ)

Основной закон теплопроводности (закон Фурье) устанавливает количественную взаимосвязь между тепловым потоком, вызванным теплопроводностью, и температурными неоднородностями в среде. Для его формулировки выделим в среде изотермические поверхности со значениями температуры: $t+\Delta t$, t, $t-\Delta t$ (рис. 8.1). Возьмем на изотермической поверхности некоторую точку P. Проведем из точки P нормаль $\vec{n}$ к изотермической поверхности. Под *градиентом температуры* понимают вектор, в направлении нормали к изотермической поверхности в сторону увеличения температуры и численно равный частной производной от температуры по этому направлению:

$$\operatorname{grad} t = \frac{\partial t}{\partial n} \vec{1n}, \tag{8.1}$$

где $\vec{1n}$ — единичный вектор, направленный по нормали $\vec{n}$ в сторону возрастания температуры.

Согласно основному закону теплопроводности *плотность теплового потока прямо пропорциональна градиенту температуры:*

$$\vec{q} = -\lambda \operatorname{grad} t, \tag{8.2}$$

где λ — коэффициент пропорциональности, называемый теплопроводностью, Вт/(м·К).

Скалярная запись уравнения (8.2) имеет вид

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n}. \qquad (8.3)$$

Знак минус в уравнениях (8.2) и (8.3) отражает разнонаправленность векторов grad t и $\vec{q}$: вектор grad t по определению направлен в сторону возрастания температуры, а вектор $\vec{q}$ — в сторону ее убывания.

Выразим из (8.3) теплопроводность

$$\lambda = -q/(\partial t/\partial n). \qquad (8.4)$$

Анализируя (8.4), можно установить физический смысл теплопроводности λ: теплопроводность — *это количество теплоты, проходящее в единицу времени через единицу изотермической поверхности при градиенте температуры, равном единице.*

8.4. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Теплопроводность является физическим параметром вещества, характеризующим его способность проводить теплоту. Ее значения, определяемые обычно опытным путем, приводятся в теплофизических справочниках. В общем случае теплопроводность является функцией рода вещества, температуры и давления.

Для газов теплопроводность имеет значения в пределах $\lambda = 0{,}006 \ldots 0{,}6$ Вт/(м·К), почти не зависит от давления и увеличивается с повышением температуры.

Теплопроводность жидкостей $\lambda = 0{,}07 \ldots 0{,}7$ Вт/(м·К): с увеличением температуры она, как правило, уменьшается (кроме воды и глицерина), а с повышением давления увеличивается.

Теплопроводность твердых материалов имеет разный порядок для металлов и неметаллов (диэлектриков). Металлы по сравнению с неметаллами являются лучшими проводниками теплоты, и их теплопроводность меняется в пределах 3...450 Вт (м × ×К). Значения теплопроводности строительных и теплоизоляционных материалов находятся в пределах 0,023 ... 2,9 Вт/(м·К).

8.5. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Расчет температурных полей осуществляют путем интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности, под которым понимают математическую запись и диффе-

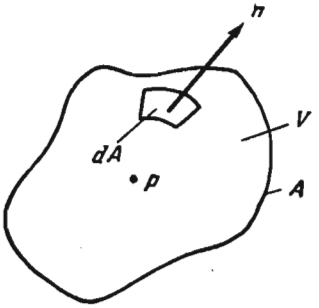


Рис. 8.2. К выводу дифференциального уравнения теплопроводности.

ренциальной форме физических величин, характеризующих протекание процесса теплопроводности в рассматриваемой среде. Дифференциальное уравнение теплопроводности устанавливает зависимость температуры от времени и координат рассматриваемой точки.

Для его вывода выделим в рассматриваемой среде некоторую произвольную точку P. Окружим эту точку элементарным объемом V с наружной поверхностью A (рис. 8.2). При наличии температурных неоднородностей в среде возникают тепловые потоки. Дифференциальный тепловой поток через элемент поверхности dA (принадлежащий поверхности A), обусловленный теплопроводностью, равен:

$$d\Phi = \vec{q}\,1\vec{n}\,dA, \tag{8.5}$$

где $\vec{q}$ — вектор плотности теплового потока, Вт/м²; $1\vec{n}$ — единичный вектор внешней нормали к поверхности dA.

Плотность теплового потока, вызванного теплопроводностью на элементе поверхности dA, определяется основным законом теплопроводности (8.2), следовательно, (8.5) можно переписать в виде

$$d\Phi = -\lambda\,\mathrm{grad}\,t\,1\vec{n}\,dA. \tag{8.6}$$

Весь тепловой поток через поверхность A найдем интегрированием (8.6) по поверхности A:

$$\Phi = \iint_A d\Phi = \iint_A \vec{q}\,1\vec{n}\,dA = -\iint_A \lambda\,\mathrm{grad}\,t\,1\vec{n}\,dA. \tag{8.7}$$

Тепловой поток Φ вызывает изменение внутренней энергии среды, заключенной в объеме V, которое можно выразить интегралом

$$\iiint_V c\rho\frac{\partial t}{\partial \tau}\,dV, \tag{8.8}$$

где c — удельная теплоемкость среды, Дж/(кг·К); ρ — плотность среды, кг/м³; $\partial t/\partial\tau$ — скорость изменения температуры в точках среды внутри объема V.

При отсутствии внутренних источников (стоков) теплоты внутри объема V количества теплоты, определяемые выраже-

ниями (8.7) и (8.8), должны быть равны, следовательно можно записать:

$$\iiint_V c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} dV = -\iint_A \lambda \operatorname{grad} t \, \vec{1n} \, dA. \qquad (8.9)$$

Применяя к кольцевому интегралу теорему Остроградского — Гаусса (согласно этой теореме, поток вектора $\vec{q}$ через замкнутую поверхность A равен тройному интегралу от дивергенции $\operatorname{div} q$, взятому по объему V, ограниченному поверхностью A), перепишем (8.9) в виде

$$\iiint_V c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} dV = -\iiint_V \operatorname{div}(-\lambda \operatorname{grad} t) \, dV. \qquad (8.10)$$

Поскольку интегралы в (8.10) идентичны по структуре и имеют одинаковые пределы интегрирования, то можно записать:

$$c\rho \frac{\partial t}{\partial \tau} = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} t). \qquad (8.11)$$

Полученному уравнению (8.11), которое называется *дифференциальным уравнением Фурье для теплопроводности*, должна удовлетворять функция $t(x, y, z, \tau)$. Для многих случаев можно принять, что теплопроводность λ не зависит от температуры, тогда в декартовых координатах уравнение (8.11) можно представить в виде

$$\partial t/\partial \tau = a(\partial^2 t/\partial x^2 + \partial^2 t/\partial y^2 + \partial^2 t/\partial z^2) = a\Delta t, \qquad (8.12)$$

где $a = \lambda/c\rho$ — температуропроводность, м²/с; $\Delta = \partial^2/\partial x^2 + \partial^2/\partial y^2 + \partial^2/\partial z^2$ — оператор Лапласа.

Уравнение (8.12) — это линейное (λ, a, ρ, $c = \text{const}$) дифференциальное уравнение теплопроводности (уравнение Фурье) для трехмерного нестационарного температурного поля при отсутствии источников теплоты. Оно устанавливает связь между пространственным и временным изменением температуры в любой точке рассматриваемой среды при условии, что теплота в ней распространяется за счет теплопроводности. Температуропроводность a характеризует инерционные свойства среды в отношении развития в ней температурного поля.

8.6. КРАЕВЫЕ УСЛОВИЯ

Общий интеграл дифференциального уравнения теплопроводности представляет собой совокупность бесконечного множества частных решений. Для выделения из этой совокупности того или иного частного решения, описывающего кон-

кретный процесс теплопроводности, необходимо задать дополнительные условия, называемые условиями однозначности.

Условия однозначности включают в себя:

1) геометрические условия, характеризующие форму и размеры среды, в которой протекает процесс теплопроводности;

2) физические условия, определяющие значения тепло- и температуропроводности (λ и a), характеристику внутренних источников теплоты (при их наличии);

3) начальное условие, задающее температурное поле в момент начала процесса;

4) граничные условия, определяющие условия теплового взаимодействия тела с окружающей его средой.

Совокупность начального и граничных условий называют краевыми условиями задачи.

В теории теплопроводности различают четыре вида граничных условий.

Граничное условие первого рода задает распределение температуры на пространственных границах тела и ее изменения во времени

$$t(P, \tau) = f(P, \tau), \quad P \in A, \quad \tau > 0, \tag{8.13}$$

где P — точка, принадлежащая поверхности тела A; $f(P, \tau)$ — заданная непрерывная функция.

Частным случаем граничного условия первого рода является постоянное граничное условие, когда температура точек поверхности тела одинакова и с течением времени не меняется:

$$t(P, \tau) = \text{const}, \quad P \in A, \quad \tau > 0. \tag{8.14}$$

Граничное условие второго рода состоит в задании распределения плотности теплового потока на пространственных границах тела и ее изменение во времени:

$$q(P, \tau) = f(P, \tau), \quad P \in A, \quad \tau > 0, \tag{8.15}$$

где $q(P, \tau)$ — плотность теплового потока в точке P, принадлежащей поверхности A тела; $f(P, \tau)$ — заданная непрерывная функция.

Плотность теплового потока $q(P, \tau)$ можно выразить через уравнение теплопроводности Фурье (8.2):

$$q(P, \tau) = -\lambda \frac{\partial t(P, \tau)}{\partial n}, \tag{8.16}$$

где n — нормаль к поверхности A в точке P.

Объединяя (8.15) и (8.16), запишем:

$$-\lambda \frac{\partial t(P, \tau)}{\partial n} = f(P, \tau), \quad P \in A, \quad \tau > 0. \tag{8.17}$$

Частными случаями граничного условия второго рода являются:

постоянство теплового потока (тепловой поток во всех точках поверхности тела постоянен и во времени не изменяется):

$$q(P, \tau) = \text{const}, \quad P \in A, \quad \tau > 0, \tag{8.18}$$

условие абсолютной тепловой изоляции:

$$q(P, \tau) = 0, \quad P \in A, \quad \tau > 0 \tag{8.19}$$

или, имея ввиду (8.16),

$$\partial t(P, \tau)/\partial n = 0, \quad P \in A, \quad \tau > 0. \tag{8.20}$$

Граничное условие третьего рода задает зависимость плотности теплового потока (за счет теплопроводности со стороны тела) у поверхности тела от температуры поверхности тела и окружающей среды:

$$q(P, \tau) = -\lambda \frac{\partial t(P, \tau)}{\partial n} = \alpha [t(P, \tau) - t_c(P, \tau)], \quad P \in A, \quad \tau > 0, \tag{8.21}$$

где $t(P, \tau)$ — температура точек, принадлежащих поверхности тела A; $t_c(P, \tau)$ — температура окружающей среды в месте расположения точки P; α — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплообмена*.

Коэффициент теплообмена имеет размерность Вт/(м²·К) и определяет интенсивность теплоотдачи у поверхности тела.

Граничное условие четвертого рода (условие сопряжения) выражает свойство непрерывности поля температуры и закон сохранения энергии на поверхности соприкосновения двух сред (тел) — в форме равенства температуры и плотности теплового потока в обеих средах за счет теплопроводности:

$$t_1(P, \tau) = t_2(P, \tau), \quad P \in A, \quad \tau > 0, \tag{8.22}$$

$$q(P, \tau) = \lambda_1 \frac{\partial t_1(P, \tau)}{\partial n} = \lambda_2 \frac{\partial t_2(P, \tau)}{\partial n}, \quad P \in A, \quad \tau > 0, \tag{8.23}$$

где индексы 1 и 2 относятся к двум средам (телам); A — поверхность контакта двух тел; n — общая нормаль к поверхности контакта в точке P.

8.7. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ СТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

Стационарный (установившийся) режим теплопроводности наиболее часто встречается в сельскохозяйственном производстве (теплопотери через ограждающие конструкции животноводческих и птицеводческих помещений, теплопотери через стенки и теплоизоляцию теплообменных аппаратов и трубопроводов и т. д.). Рассмотрим процесс теплопроводности соответственно в плоской и цилиндрической стенке при условии,

* Термин «коэффициент теплообмена» регламентируется ГОСТ 8.417—81 (подробнее см. в подразделе 10.2).

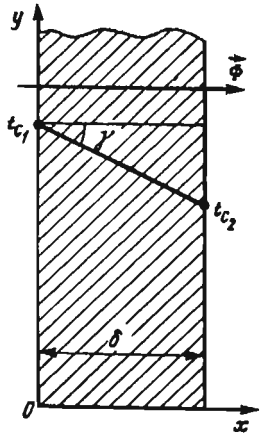


Рис. 8.3. Распределение температуры в плоской стенке при Φ=const.

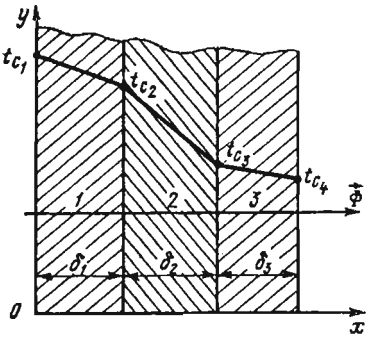


Рис. 8.4. Распределение температуры в многослойиой стенке при Φ=const

что температура на поверхности стенки поддерживается постоянной.

Плоская стенка. На рисунке 8.3 показано распределение температуры в однородной плоской стенке толщиной δ при установившемся тепловом режиме. Допустим, что тепловой поток распространяется только в направлении координаты x, а теплопроводность λ не зависит от температуры.

В стационарном режиме тепловой поток и температура поверхности стенок постоянны: Φ, t_{c_1}, t_{c_2}=const. Следовательно, в соответствии с законом теплопроводности можно записать

$$\Phi = qA = -\lambda \frac{\partial t}{dx} A = \text{const}, \tag{8.24}$$

где A — поверхность стенки, м².

Разделим в (8.24) переменные и проинтегрируем в пределах от t_{c_1} до t_{c_2} и от 0 до δ:

$$\int_{t_{c_1}}^{t_{c_2}} dt = -\int_0^{\delta} \frac{\Phi}{\lambda A}\, dx. \tag{8.25}$$

Из уравнения (8.25) получаем уравнение для потока Φ, Вт/м²:

$$\Phi = \lambda (t_{c_1} - t_{c_2}) A/\delta. \tag{8.26}$$

Из уравнения (8.26) видно, что в стационарном режиме тепловой поток через плоскую стенку прямо пропорционален раз-

ности температур поверхностей стенки и обратно пропорционален толщине стенки. Величина, численно равная отношению разности температур между двумя изотермическими поверхностями тела к плотности теплового потока в какой-либо точке на одной из этих поверхностей, называется *внутренним термическим сопротивлением.* Следовательно, отношение $R_\lambda = (t_{c_1} - t_{c_2})/q = \delta/\lambda$, $(м^2 \cdot К)/Вт$, — термическое сопротивление стенки. Из уравнения (8.26) видно, что $t_{c_2} \sim \delta$, т. е. распределение температуры в плоской стенке, следует линейному закону.

Многослойная стенка. Выведем теперь формулу для стационарного теплового потока через плоскую многослойную стенку (см. рис. 8.4). Пусть мы имеем стенку, состоящую из слоев различной толщины ($\delta_1, \delta_2, \ldots, \delta_n$). Теплопроводность отдельных слоев обозначим: $\lambda_1, \lambda_2, \ldots, \lambda_n$. Для одномерного стационарного теплового потока, распространяющегося в направлении оси x, тепловой поток, проходящий через каждый слой, одинаков, и, следовательно, в соответствии с (8.26) можно записать:

$$\left.\begin{aligned} \Phi &= \frac{\lambda_1}{\delta_1}(t_{c_1} - t_{c_2})A, \\ \Phi &= \frac{\lambda_2}{\delta_2}(t_{c_2} - t_{c_3})A, \\ &\cdots\cdots\cdots\cdots \\ \Phi &= \frac{\lambda_n}{\delta_n}(t_{c_n} - t_{c_{(n+1)}})A. \end{aligned}\right\} \qquad (8.27)$$

Преобразуя (8.27), получим

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Phi}{A}\frac{\delta_1}{\lambda_1} &= t_{c_1} - t_{c_2}, \\ \frac{\Phi}{A}\frac{\delta_2}{\lambda_2} &= t_{c_2} - t_{c_3}, \\ &\cdots\cdots\cdots \\ \frac{\Phi}{A}\frac{\delta_n}{\lambda_n} &= t_{c_n} - t_{c_{n+1}}. \end{aligned}\right\} \qquad (8.28)$$

Суммируя в (8.28) левые и правые части и решая полученное выражение относительно Ф, получим

$$\Phi = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}}(t_{c_1} - t_{c_{(n+1)}})A = \frac{1}{R_\lambda}(t_{c_1} - t_{c_{(n+1)}})A, \qquad (8.29)$$

где $R_\lambda = \sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}$ —

полное термическое сопротивление плоской многослойной стенки, $(м^2 \cdot К)/Вт$.

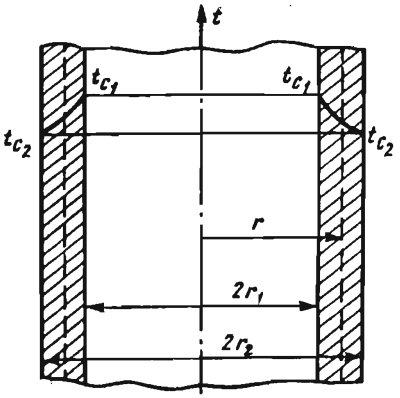


Рис. 8.5. Распределение температуры в цилиндрической оболочке при Ф= const

Из уравнения (8.29) следует, что термическое сопротивление плоской многослойной стенки равно сумме термических сопротивлений составляющих ее слоев. В пределах каждого слоя наблюдается линейное распределение температуры, а при переходе от слоя к слою угловой коэффициент $\gamma = \Phi/(\lambda A)$ зависимости $t = t(x)$ меняется вследствие изменения значения теплопроводности λ.

Цилиндрическая оболочка. Подвод теплоносителя к потребителю обычно осуществляется по трубам, а сами потребители часто имеют цилиндрический корпус. В связи с этим возникает необходимость расчета тепловых потоков через цилиндрическую оболочку. Рассмотрим цилиндрическую трубу с внутренним диаметром $d_1 = 2r_1$ и наружным $d_2 = 2r_2$ (см. рис. 8.5). Пусть температура внутренней стенки трубы $t_{c_1} = \text{const}$ и наружной $t_{c_2} = \text{const}$. Примем для определенности, что $t_{c_1} > t_{c_2}$. В рассматриваемом случае температура изменяется только вдоль радиуса, и поэтому в цилиндрических координатах эта задача одномерна.

Выделим в трубе длиной l цилиндрическую поверхность произвольного радиуса r (см. рис. 8.5) и, используя закон теплопроводности (закон Фурье), выразим стационарный тепловой поток Ф (Вт), проходящий через эту поверхность, в виде

$$\Phi = -\lambda \frac{dt}{dr} A = -\lambda \frac{dt}{dr} (2\pi r l) = \text{const}, \qquad (8.30)$$

где $A = 2\pi r l$ — цилиндрическая поверхность радиуса r.

Разделим в уравнении (8.30) переменные и проинтегрируем полученные выражения в пределах соответственно от t_{c_1} до t_{c_2} и от r_1 до r_2:

$$\int_{t_{c_1}}^{t_{c_2}} dt = -\int_{r_1}^{r_2} \frac{\Phi}{2\pi\lambda l} \frac{dr}{r}.$$

При $\lambda = \text{const}$ получаем

$$t_{c_2} - t_{c_1} = -\frac{\Phi}{2\pi\lambda l} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

или

$$\Phi = \frac{2\pi\lambda l}{\ln \frac{d_2}{d_1}} (t_{c_1} - t_{c_2}). \qquad (8.31)$$

Из формулы (8.31) видно, что так же, как и для плоской стенки, тепловой поток через цилиндрическую оболочку прямо пропорционален разности температур поверхностей стенки: $t_{c_1} - t_{c_2}$. Отсюда следует, что $t_{c_2} \sim \ln \frac{d_2}{d_1}$, т. е. при стационарной теплопроводности в цилиндрической оболочке распределение температуры подчиняется логарифмическому закону и не линейно, как в плоской стенке.

Формула (8.31) для расчета теплового потока через цилиндрическую оболочку несколько сложнее, чем через плоскую стенку. Поэтому при $d_2/d_1 \leqslant 1{,}5$ расчет тепловых потоков через цилиндрическую оболочку ведут обычно по более простой формуле (8.26) для плоской стенки, в которой принимают $\delta = r_2 - r_1$ и $A = \pi(r_1 + r_2)l$. Допускаемая при этом относительная погрешность от замены формулы (8.31) на формулу (8.26) не превышает 1,5%.

Анализ процесса теплопроводности многослойной цилиндрической оболочки приводит к следующему выражению для теплового потока Ф, Вт:

$$\Phi = \frac{2\pi l}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}} (t_{c_1} - t_{c_{(n+1)}}), \qquad (8.32)$$

где t_{c_1}, $t_{c_{(n+1)}}$ — температуры внутренней и наружной поверхностей оболочки.

$\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}$ — полное линейное термическое сопротивление многослойной цилиндрической оболочки; n — число слоев.

Теплопроводность при наличии внутренних источников теплоты. В технологических процессах сельскохозяйственного производства в ряде случаев используется внутренний электрический нагрев путем применения элементных нагревателей, индукционных нагревателей, источников высокочастотного (ВЧ) или сверхвысокочастотного (СВЧ) излучения. В непрерывно действующих установках указанные источники теплоты действуют постоянно, в связи с чем возникает необходимость расчета стационарного температурного поля в телах различной формы при наличии внутренних источников теплоты. Рассмотрим в качестве примера случай, когда нагреваемая среда (тело) име-

ет форму кругового цилиндра, радиус которого мал по сравнению с длиной ($r \ll l$), а внутренние источники теплоты равномерно распределены по его объему.

Пусть температура поверхности цилиндра постоянна и равна t_c. В цилиндрических координатах задача является симметричной, и поэтому для стационарного теплового режима на основе уравнения (8.12) и с учетом внутреннего источника теплоты можно записать:

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r}\frac{dt}{dr} + \frac{q_V}{\lambda} = 0, \tag{8.33}$$

где q_V — мощность внутренних источников теплоты, Вт/м³.

Граничные условия:

1) условие осевой симметрии:

$$\left.\frac{dt}{dr}\right|_{r=0} = 0 \quad \text{при} \quad r = 0; \tag{8.34}$$

2) граничное условие первого рода на поверхности цилиндра:

$$t_{r=r_0} = t_c = \text{const} \quad \text{при} \quad r = r_0. \tag{8.35}$$

Интегрированием (8.33) при граничных условиях (8.34), (8.35) при λ и $q_V = \text{const}$ получим

$$t = t_c + \frac{q_V r_0^2}{4\lambda}\left[1 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right]. \tag{8.36}$$

Как видно из уравнения (8.36), распределение температуры в данном случае имеет параболический характер, причем максимальное значение температуры на оси цилиндра

$$t_0 = t_c + \frac{q_v r_0^2}{4\lambda}. \tag{8.37}$$

Аналогичным образом можно рассчитать стационарные температурные поля в телах иной формы при различных граничных условиях и при наличии внутренних источников теплоты.

8.8. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ТРЕТЬЕГО РОДА. ТЕПЛОВАЯ ИЗОЛЯЦИЯ

На практике широко применяются процессы передачи теплоты от одной подвижной среды (жидкости или газа) к другой через разделяющую их стенку. Движущуюся среду, используемую для переноса теплоты, называют *теплоносителем*, а процесс теплообмена между двумя теплоносителями через разделяющую их твердую стенку или через поверхность раздела

между ними — *теплопередачей*. В качестве примеров теплопередачи можно привести передачу избыточной теплоты от воздуха внутри животноводческого или птицеводческого помещения через ограждающие конструкции к наружному воздуху; передачу теплоты воды, протекающей через отопительный прибор, к воздуху помещения; передачу теплоты дымовых газов к воде, протекающей через кипятильные трубы парового котла, и т. д.

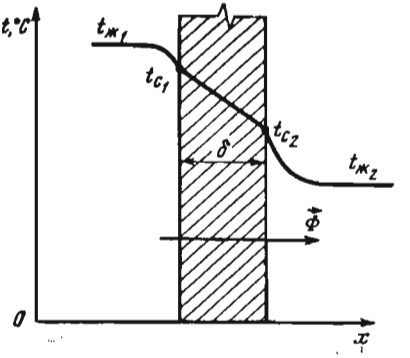


Рис. 8.6. Распределение температуры при теплопередаче через плоскую стенку.

При теплопередаче теплота переносится последовательно, сначала за счет конвективного теплообмена от более горячего теплоносителя к стенке, затем путем теплопроводности — через стенку (однослойную или многослойную) и, наконец, снова за счет конвективного теплообмена от холодной поверхности стенки к более холодному теплоносителю. Общая схема теплопередачи приведена на рисунке 8.6.

Теплопередача может быть стационарной и нестационарной. Рассмотрим стационарную теплопередачу через плоскую стенку, имеющую толщину δ и теплопроводность λ (см. рис. 8.6). Пусть температура более горячего теплоносителя $t_{ж_1}$, а более холодного $t_{ж_2}$. Примем, что теплообмен стенки с каждым из теплоносителей осуществляется при граничном условии третьего рода и что величины $t_{ж_1}$, $t_{ж_2}$, α_1, α_2 постоянны.

В соответствии с (8.21) и с учетом вышеизложенного плотность теплового потока от горячего теплоносителя к стенке можно выразить уравнением

$$q = \alpha_1 (t_{ж_1} - t_{c_1}), \tag{8.38}$$

где α_1 — коэффициент теплообмена от более горячего теплоносителя к стенке.

В стационарном режиме тот же тепловой поток передается через стенку, поэтому на основе уравнения Фурье для теплопроводности (8.3) можно записать:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (t_{c_1} - t_{c_2}). \tag{8.39}$$

Плотность теплового потока между второй поверхностью стенки и более холодным теплоносителем определим аналогично

уравнению (8.38):

$$q = \alpha_2 (t_{c_2} - t_{ж_2}), \tag{8.40}$$

где α_2 — коэффициент теплообмена от стенки к более холодному теплоносителю.

Перепишем уравнения (8.38), (8.39) и (8.40) в виде:

$$\left.\begin{aligned} q/\alpha_1 &= t_{ж_1} - t_{c_1} \\ q\delta/\lambda &= t_{c_1} - t_{c_2} \\ q/\alpha_2 &= t_{c_2} - t_{ж_2}. \end{aligned}\right\} \tag{8.41}$$

Суммируя в (8.41) правые и левые части и решая полученное уравнение относительно q, найдем

$$q = \frac{t_{ж_1} - t_{ж_2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}. \tag{8.42}$$

Обозначим

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \tag{8.43}$$

и перепишем (8.42) в виде

$$q = k (t_{ж_1} - t_{ж_2}) \tag{8.44}$$

или для теплового потока

$$\Phi = k (t_{ж_1} - t_{ж_2}) A, \tag{8.45}$$

где A — площадь поверхности стенки, м^2.

Уравнение (8.45) носит название *уравнения теплопередачи*, а коэффициент k — *коэффициента теплопередачи*, для выяснения его физической сущности решим уравнение (8.45) относительно k:

$$k = \frac{\Phi}{(t_{ж_1} - t_{ж_2}) A} = \frac{q}{t_{ж_1} - t_{ж_2}}. \tag{8.46}$$

Согласно (8.46) коэффициент теплопередачи характеризует интенсивность теплопередачи и равен плотности теплового потока через стенку (поверхность раздела*), отнесенной к температурному напору между теплоносителями. Коэффициент k имеет размерность Вт/(м^2·К).

Величину, численно равную обратному значению коэффициента теплообмена α, называют *внешним термическим сопротив-*

* Отсутствие стенки.

лением. Таким образом, в уравнении (8.43) $R_{\alpha_1}=1/\alpha_1$ и $R_{\alpha_2}=1/\alpha_2$ — внешние термические сопротивления, а $R_\lambda=\delta/\lambda=(t_{c_1}-t_{c_2})/q$ — внутреннее термическое сопротивление. Величина, обратная коэффициенту теплопередачи и численно равная сумме внешних и внутренних сопротивлений, называется *общим термическим сопротивлением.* Следовательно, для плоской многослойной стенки:

$$R=\frac{1}{k}=\frac{1}{\alpha_1}+\sum_{i=1}^{n}\frac{\delta_i}{\lambda_i}+\frac{1}{\alpha_2}, \qquad (8.47)$$

где i — номер слоя; n — число слоев.

Уравнение (8.43) широко используют при расчете коэффициента теплопередачи и определении тепловых потоков через тонкие цилиндрические стенки, отвечающие условию: $d_н/d_{вн}\leqslant 1{,}5$.

На теплообменные поверхности с целью уменьшения тепловых потерь часто накладывается тепловая изоляция из материалов с низким значением теплопроводности λ. Материал считается теплоизоляционным, если его теплопроводность меньше 0,2 ... 0,25 Вт/(м·К). Примерами теплоизоляционных материалов являются асбест, минеральная вата, диатомовый кирпич, пенопласт, пенобетон. Большинство теплоизоляционных материалов имеет пористое строение, поскольку воздух, заполняющий поры, сам по себе обладает малой теплопроводностью. Изготавливаются также вакуумно-многослойные и вакуумно-порошковые теплоизоляционные материалы, содержащие замкнутые вакуумированные поры, за счет чего создается низкая теплопроводность (эффективная теплоизоляция) порядка 10^{-4} Вт/(м·К).

Наложение теплоизоляции на цилиндрическую поверхность имеет свою особенность: при увеличении толщины изоляции тепловой поток в одних случаях может уменьшаться, а в других — увеличиваться. Это происходит в силу того, что при утолщении изоляции наряду со снижением внутреннего термического сопротивления возрастает наружная поверхность теплообмена, что способствует увеличению теплопотерь. Анализ общего термического сопротивления двухслойной цилиндрической оболочки приводит к следующему выражению для так называемого критического диаметра изоляции $d_{кр}=2\lambda_{из}/\alpha_2$, при котором имеют место максимальные теплопотери.

При $d_{из}<d_{кр}$ увеличение толщины изоляции приводит к увеличению теплопотерь, а при $d_{из}>d_{кр}$ — к их уменьшению. Поэтому при проектировании необходимо выбирать такой теплоизоляционный материал, для которого значение $d_{кр}$ меньше или равно наружному диаметру изолируемой трубы: $d_{кр}\leqslant d_2$. Решая

это уравнение относительно искомого значения теплопроводности теплоизоляции, получим

$$\lambda_{из} \leqslant \alpha_2 d_2/2. \qquad (8.48)$$

Контрольные вопросы и задания

1. Какими способами распространяется теплота в твердых, жидких, газовых средах и в вакууме? 2. Дайте определения температурного поля, изотермической поверхности, теплового потока. Что такое стационарное и нестационарное температурное поле? 3. Сформулируйте основной закон теплопроводности (закон Фурье). Каков физический смысл теплопроводности λ? 4. Запишите дифференциальное уравнение теплопроводности и поясните физический смысл входящих в него членов. 5. Что включает в себя понятие краевых условий? Сформулируйте граничные условия первого, второго, третьего и четвертого рода. 6. Запишите формулы для расчета термического сопротивления плоской и цилиндрической стенки. 7. Дайте определение теплопередачи. Напишите уравнение теплопередачи, раскройте физический смысл коэффициента теплопередачи и приведите формулу для его расчета. 8. Что такое критический диаметр теплоизоляции? Как правильно выбрать материал теплоизоляции для цилиндрического трубопровода?

Глава 9. ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ РЕЖИМЕ

9.1. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Теплопроводность при нестационарном режиме встречается во многих процессах сельскохозяйственного производства: например, при нагревании или охлаждении различных продуктов, пуске или остановке теплообменных установок, переводе их с одного теплового режима на другой. Расчеты нестационарной теплопроводности проводят также при определении температурных полей в ограждающих конструкциях зданий, в полу животноводческих помещений и в грунте теплиц.

Возникающие в данном случае переходные процессы обусловлены включением (или отключением) системы отопления или обогрева, а также суточными колебаниями наружного воздуха.

Задачи нестационарной теплопроводности можно подразделить на две группы: переходные процессы, стремящиеся к тепловому равновесию; периодические процессы, в которых температура тела колеблется во времени по определенному закону.

Примером первой группы процессов может служить нагрев (охлаждение) в среде с постоянной температурой, примером второй — суточные колебания температуры в ограждающих конструкциях зданий.

Описание нестационарной теплопроводности осуществляют на основе решения дифференциального уравнения теплопроводности, при соответствующих геометрических, физических, начальном и граничных условиях.

Приведем в качестве примера задачу определения нестационарной теплопроводности в неограниченной пластине (например, стена животноводческого помещения, обменивающаяся теплотой по закону конвективного теплообмена с наружным и внутренним воздухом). Примем, что пластина имеет толщину $2R$, начальное распределение температуры — равномерное, теплофизические характеристики постоянны, внутренние источники теплоты отсутствуют, в начальный момент времени температура воздуха в помещении принимает значение $t_{в_1} > t(x, 0)$, наружного $t_{в_2} < t(x, 0)$. Система уравнений, в дифференциальной форме описывающая данную задачу, имеет вид (начало координат помещено в центре пластины):

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial \tau} = a\,\frac{\partial^2 t(x,\tau)}{\partial x^2},\ (\tau > 0,\ -R < x < R);\\
&t(x,\tau) = t_н = \text{const},\quad \tau = 0;\\
&\lambda\,\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial x} + \alpha_1 [t_{в_1} - t(-R,\tau)] = 0,\ (x = -R,\quad \tau > 0);\\
&-\lambda\,\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial x} + \alpha_2 [t_{в_2} - t(R,\tau)] = 0,\quad (x = R,\quad \tau > 0),
\end{aligned}\right\} \qquad (9.1)$$

где $t_н$, $t_{в_1}$, $t_{в_2}$, α_1, α_2, λ, a, R=const.

Первое уравнение системы (9.1) является линейным дифференциальным уравнением теплопроводности, подлежащим интегрированию; второе уравнение описывает постоянное распределение температуры в момент начала процесса; третье выражает теплообмен внутренней поверхности стены с воздухом помещения по закону Ньютона — Рихмана; четвертое уравнение характеризует теплообмен внешней поверхности стены с наружным воздухом по закону Ньютона — Рихмана.

Целью решения *прямой задачи нестационарной теплопроводности* является определение:

температурного поля $t = t(x, y, z, \tau)$;

среднеобъемной температуры тела $\bar{t}(\tau)$;

теплоты, пошедшей на его нагрев (охлаждение).

В технической теплофизике решают также *обратные задачи теплопроводности*, цель которых состоит в том, чтобы по имеющейся информации о температурном поле найти значения теплофизических характеристик, восстановить граничные условия и т. д. Обратные задачи теплопроводности, целью которых является определение теплофизических характеристик материала

теплопроводности λ, температуропроводности a, удельной теплоемкости c, называются *инверсными*.

Решение прямой задачи, например системы уравнений (9.1), позволяет найти температурное поле: $t(x, y, z, \tau)$. Среднеобъемную температуру тела определяют интегрированием функции $t(x, y, z, \tau)$ по объему тела:

$$\bar{t}(\tau) = \frac{1}{V}\int_V t(v, \tau)\, dv. \tag{9.2}$$

Зная среднеобъемную температуру тела, можно найти затраты теплоты на его нагрев:

$$\Delta Q = c'[\bar{t}_к(\tau) - \bar{t}_н(\tau)]\, V, \tag{9.3}$$

где c' — объемная теплоемкость тела, Дж/(м^3·К).

Решение задач нестационарной теплопроводности удобно искать не в размерном, а в безразмерном виде, так как при этом сокращается количество переменных. Например, с введением обобщенных (безразмерных) переменных вида:

$$\theta = \frac{t(x, \tau) - t_н}{t_{в_1} - t_н}; \quad \mathrm{Fo} = \frac{a\tau}{R^2}; \quad \mathrm{Bi}_1 = \frac{\alpha_1 R}{\lambda};$$

$$\mathrm{Bi}_2 \frac{\alpha_2 R}{\lambda}; \quad \theta_1 = \frac{t_{в_2} - t_н}{t_{в_1} - t_н}; \quad \xi = \frac{x}{R}$$

система уравнений (9.1) преобразуется

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial\theta(\xi, \mathrm{Fo})}{\partial \mathrm{Fo}} = \frac{\partial^2\theta(\xi, \mathrm{Fo})}{\partial\xi^2}, \quad (\mathrm{Fo} > 0, \quad -1 < \xi < +1);\\
&\theta(\xi, \mathrm{Fo}) = 0, \quad (\mathrm{Fo} = 0);\\
&\frac{\partial\theta(\xi, \mathrm{Fo})}{\partial\xi} + \mathrm{Bi}_1[1 - \theta(-1, \mathrm{Fo})] = 0, \quad (\xi = -1, \quad \mathrm{Fo} > 0)\\
&-\frac{\partial\theta(\xi, \mathrm{Fo})}{\partial\xi} + \mathrm{Bi}_2[\theta_1 - \theta(1, \mathrm{Fo})] = 0, \quad (\xi = 1, \quad \mathrm{Fo} > 0),
\end{aligned}\right\} \tag{9.4}$$

при этом число независимых переменных и параметров задачи сокращается с 10 до 5, т. е. вдвое.

Обобщенная переменная $\mathrm{Fo} = a\tau/R^2$ называется числом Фурье, она имеет смысл безразмерного времени. Обобщенная переменная $\mathrm{Bi} = \alpha R/\lambda$ носит название *критерия (числа) Био* и выражает соотношение внутреннего и внешнего термических сопротивлений:

$$\mathrm{Bi} = \frac{(R/\lambda)}{(1/\alpha)} = \frac{R_\lambda}{R_\alpha}.$$

При $\mathrm{Bi} \to 0$ (практически при $\mathrm{Bi} < 0{,}2$) внутреннее термическое сопротивление бесконечно мало, в этом случае скорость

нагрева (охлаждения) тела определяется только интенсивностью конвективного теплообмена, а температурное поле в теле однородно (характеризуется незначительными температурными градиентами). При $Bi \to \infty$ (практически при $Bi > 50$) бесконечно мало внешнее термическое сопротивление, интенсивность конвективного теплообмена не оказывает влияния на скорость нагрева (охлаждения) тела, которая полностью контролируется внутренним термическим сопротивлением. В этом случае температура поверхности тела практически сразу после начала процесса становится равной температуре внешней среды, в теле наблюдаются максимальные температурные перепады, которые постепенно уменьшаются в ходе процесса.

9.2. МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЯ ЗАДАЧ

Общие сведения. Методы решения задач нестационарной теплопроводности подразделяются на *аналитические, численные* и *аналоговые.*

Аналитические решения нелинейного дифференциального уравнения теплопроводности (8.11) при различных граничных условиях вызывают значительные трудности и получены только для некоторых наиболее простых частных случаев. Для решения линейного ($a = \text{const}$) дифференциального уравнения теплопроводности (8.12) разработаны различные методы, основными из которых являются классический метод Фурье (разделения переменных), операционный метод Лапласа, методы конечных интегральных преобразований и ряд других. Целесообразность выбора того или иного метода определяется удобством его применения, зависящим от конкретных условий задачи.

Метод разделения переменных заключается в том, что сначала находят частное решение задачи, удовлетворяющее дифференциальному уравнению и граничным условиям, — в виде произведения двух функций, одна из которых $v(\tau)$ зависит только от времени, а другая $\psi(x, y, z)$ только от координаты: $t(x, y, z, \tau) = Cv(\tau)\psi(x, y, z)$, где C — произвольная постоянная.

Затем записывается общее решение задачи в виде суммы частных решений:

$$t(x, y, z, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n t_n. \qquad (9.5)$$

Коэффициенты C_n в решении (9.5) находят из условия удовлетворения их начальному условию.

Операционный метод Лапласа состоит в том, что интегрируемое дифференциальное уравнение, а также начальное и гранич-

ные условия с помощью интегрального представления

$$f_L(s) = \int_0^\infty f(\tau)\, e^{-s\tau}\, d\tau = L[f(\tau)] \qquad (9.6)$$

переводятся в плоскость изображений. В результате получается обыкновенное дифференциальное уравнение, после интегрирования которого осуществляется обратный переход в плоскость оригиналов.

Конечные интегральные преобразования также основаны на переходе от оригиналов к их изображениям по соответствующим интегральным соотношениям. После нахождения решения в пространстве изображений по формулам обращения осуществляется обратный переход к оригиналам.

Метод конечных разностей (метод сеток) используется для решения нелинейных задач нестационарной теплопроводности, а также задач со сложными геометрическими и граничными условиями, когда применение аналитических методов становится весьма затруднительным.

Сущность метода состоит в том, что вся область определения искомой функции (в данном случае температуры) разбивается на ряд интервалов (пространственных и временных), а значения производных в интегрируемой системе уравнений заменяются их приближенными значениями через разности значений функций на концах интервалов (в узлах сетки). В результате дифференциальные уравнения заменяются алгебраическими. Записывая эти уравнения для двух или трех временных слоев (интервалов), можно, применяя соответствующую процедуру решения алгебраических уравнений, по известным значениям функции в узлах предыдущего слоя найти искомые ее значения в узлах последующего. Многократное повторение этой процедуры позволяет рассчитать температурное поле в любой заданный момент времени. Метод сеток получил особенно широкое распространение в связи с применением цифровых вычислительных машин.

Различают *явный и неявный методы конечных разностей.* Явный метод позволяет по известным значениям функции в узлах предыдущего временного слоя непосредственно вычислить ее значения в узлах последующего. Он прост, но требует очень большого объема вычислительных работ, так как для обеспечения устойчивости и сходимости вычислительного процесса необходимо брать весьма малый шаг по времени.

Поэтому в современной вычислительной практике обычно используются различные неявные методы расчета, состоящие из системы алгебраических конечно-разностных уравнений, содер-

жащих в неявном виде искомые значения функции в узлах рассчитываемого временного слоя.

Расчетный алгоритм неявных методов несколько сложнее явных, однако их применение резко сокращает объем вычислительных работ из-за возможности выбора более крупного шага по времени l, отвечающего условиям устойчивости и сходимости вычислительного процесса.

Метод аналогий, применяемый для исследования нестационарных процессов теплопроводности, основан на формальной одинаковости математических описаний различных по физической природе процессов (изоморфизм процессов).

Моделирование — это метод экспериментального исследования данного процесса, основанный на замещении его подобным ему процессом той же или другой физической природы. Различают *прямое моделирование*, основанное на замещении изучаемого физического процесса подобным ему процессом той же физической природы, и *аналоговое моделирование*, основанное на замещении изучаемого физического процесса подобным ему процессом другой физической природы.

Для исследования процессов теплопроводности используется *гидротепловая и электротепловая аналогия*, причем наибольшее применение нашла последняя ввиду ее простоты и удобства.

Электротепловая аналогия базируется на формальной одинаковости дифференциальных уравнений тепло- и электропроводности и их граничных условий. Например, уравнения основного закона теплопроводности (закона Фурье) и закона Ома по структуре аналогичны:

$$q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n_т}; \tag{9.7}$$

$$i = -\sigma_э \frac{\partial U}{\partial n_э}. \tag{9.8}$$

Из сопоставления уравнений (9.7) и (9.8) видно, что плотность теплового потока q является аналогом силы электрического тока i, температура t — аналогом электрического потенциала U, теплопроводность λ — аналогом удельной электрической проводимости $\sigma_э$.

Аналогичны по структуре и соответствующие законам (9.7) и (9.8) дифференциальные уравнения тепло- и электропроводности:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{c'}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right); \tag{9.9}$$

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} = \frac{\sigma_э}{c_э}\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right). \tag{9.10}$$

При этом, дополнительно к предыдущему, устанавливаем, что объемная теплоемкость c' является аналогом удельной электрической емкости $c_э$.

Соответствующими техническими решениями можно обеспечить на электрической модели моделируемого теплового объекта аналогию тепловых граничных условий первого, второго, третьего или четвертого рода.

Электрические модели-аналоги бывают трех типов: модели с непрерывными параметрами процессов (сплошные модели); модели со сосредоточенными параметрами процессов (модели-сетки); комбинированные модели, содержащие элементы первых двух типов.

Модели с непрерывными параметрами процессов изготавливают обычно из какого-либо электропроводящего материала, например из электропроводящей бумаги, они имеют геометрическую форму, подобную натурному объекту. Эти модели применяют, как правило, для имитации одно- и двухмерных задач.

Модели со сосредоточенными параметрами выполняют в виде электрических цепей, например в виде проволочной сетки, элементы которой соединены точечной сваркой в местах контакта. Электрические сопротивления элементов сетки подбираются так, чтобы они соответствовали термическим сопротивлениям участков имитируемого объекта. Эти модели используют обычно для изучения наиболее сложных, например трехмерных, задач теплопроводности.

9.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО ПОЛЯ ПОД ЖИВОТНОВОДЧЕСКИМ ПОМЕЩЕНИЕМ И В ГРУНТЕ ТЕПЛИЦЫ

Рассмотрим в качестве примеров теплопроводности при нестационарном режиме постановку задач по определению температурного поля под животноводческим помещением и в грунте теплицы, вызванного отключением системы отопления или включением системы подпочвенного обогрева.

Температурное поле грунта без подпочвенного обогрева. Пусть в начальный момент времени грунт теплицы или неутепленный пол в животноводческом помещении имеют одинаковую во всех точках температуру t_0, равную температуре воздуха в помещении (теплице). В начальный момент времени включается система воздушного отопления и температура воздуха в помещении безынерционно поднимается до постоянного значения $t_в > t_0$. Теплообмен пола (грунта) с воздухом происходит по закону конвективного теплообмена (закону Ньютона). Будем рассматривать пол (грунт) как полубесконечную изотропную среду, а задачу одномерной: температура изменяется только по глубине

почвы x и во времени τ (граничными эффектами у стен пренебрегаем). Помещая начало координат у поверхности пола, с учетом вышеизложенного сформулируем задачу в виде:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial \tau} = a\frac{\partial^2 t(x,\tau)}{\partial x^2}, \quad \tau > 0, \quad 0 < x < \infty;\\
&t(x,\tau) = t_0, \quad \tau = 0;\\
&\lambda\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial x} + \alpha[t_в - t(0,\tau)] = 0, \quad \tau > 0, \quad x = 0;\\
&t(\infty,\tau) = t_0, \quad \left.\frac{\partial t(x,\tau)}{\partial x}\right|_{x\to\infty} = 0, \quad \tau > 0,
\end{aligned}\right\} \qquad (9.11)$$

где t_0, $t_в$, α, λ, a=const; x — расстояние от поверхности пола (грунта).

Первое уравнение системы (9.11) есть дифференциальное уравнение процесса, второе описывает начальное условие, третье — граничное условие на поверхности пола (грунта), четвертое — условие полуограниченности тела.

Решение системы (9.11) операционным методом Лапласа приводит к результату:

$$\frac{t(x,\tau)-t_0}{t_в-t_0} = \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right) - e^{\frac{\alpha x}{\lambda}+\left(\frac{\alpha}{\lambda}\right)^2 a\tau}\operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}+\frac{\alpha}{\lambda}\sqrt{a\tau}\right), \qquad (9.12)$$

где

$$\operatorname{erfc}(y) = 1 - \operatorname{erf}(y); \quad \operatorname{erf}(y) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^y e^{-y^2}dy —$$

функция ошибок Гаусса; y — аргумент функции.

Кривые распределения $t=f(x)_\tau$ представляют собой монотонно убывающие функции. При интенсивном теплообмене на поверхности ($\alpha/\lambda\to\infty$) температура поверхностного слоя грунта сразу принимает значение $t_в$, а само решение (9.12) в этом случае преобразуется:

$$\frac{t(x,\tau)-t_0}{t_в-t_0} = \operatorname{erfc}\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}. \qquad (9.13)$$

Дифференцируя уравнение (9.12) по координате при $x=0$ и подставляя значение производной в уравнение (8.3), найдем плотность теплового потока у поверхности грунта:

$$q = \alpha(t_в - t_0)\, e^{\left(\frac{\alpha}{\lambda}\right)^2 a\tau}\operatorname{erfc}\frac{\alpha}{\lambda}\sqrt{a\tau}. \qquad (9.14)$$

Функция $q(\tau)$, определяемая уравнением (9.14), — монотонно затухающая; максимальное значение тепловой поток в грунт имеет в начальный момент времени ($q_{max}=\alpha(t_в-t_0)$, а затем по

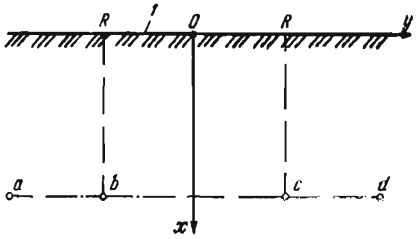


Рис. 9.1. Расчетная схема для грунта с подпочвенным обогревом:
1 — поверхность грунта; *a*, *b*, *c*, *d* — трубы.

мере прогрева грунта он, постепенно уменьшаясь, асимптотически стремится к нулю.

Температурное поле грунта с подпочвенным обогревом. Рассмотрим динамику нагрева грунта теплицы системой подпочвенного обогрева, выполненной в виде труб, уложенных в грунт на глубину $x=\xi$ с шагом $2R$.

Систему обогрева представим в виде линейных источников точечного сечения и постоянной мощности. Пусть начальная температура грунта распределена равномерно: $t_0=\text{const}$, а воздух в теплице имеет температуру $t_в \neq t_0$, не меняющуюся во времени. Теплообмен грунта с воздухом происходит по закону конвективного теплообмена (закону Ньютона). Будем рассматривать грунт как полубесконечную изотропную среду, а задачу двумерной. Выделим в грунте вертикальную зону, ограниченную двумя соседними трубами, и поместим в ней симметрично декартову систему координат так, как показано на рисунке 9.1.

На первом этапе будем рассматривать температурное поле в выделенной зоне, пренебрегая влиянием на него соседних зон, при этом удельная тепловая мощность W источников «*b*» и «*c*», действующая на зону, равна их половинной мощности. С учетом вышеизложенного сформулируем уравнения теплопроводности в зоне в виде:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial t(x, y, \tau)}{\partial \tau} = a\left[\frac{\partial^2 t(x, y, \tau)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t(x, y, \tau)}{\partial y^2}\right] + \frac{W(\xi, R, \tau)}{c'} + \\
&+ \frac{W(\xi, R, \tau)}{c'}, \quad 0 < x < \infty, \quad -\infty < y < \infty, \quad \tau > 0; \\
&t(x, y, \tau) = t_0, \quad \tau = 0; \\
&\lambda \frac{\partial t(x, y, \tau)}{\partial x} + \alpha\,[t_в - t(0, y, \tau)] = 0, \quad x = 0, \quad \tau > 0; \\
&t(\infty, y, \tau) = t_0, \quad \frac{\partial t(x, y, \tau)}{\partial x} = 0, \quad x \to \infty, \quad \tau > 0,
\end{aligned}\right\} \qquad (9.15)$$

где t_0, $t_в$, W, λ, α, $a=\text{const}$.

Решение задачи аналитическими методами громоздко, поэтому для расчета температурного поля целесообразно использовать численный метод или метод электроаналогии. Система урав-

нений является замкнутой, и интегрирование позволяет получить функцию $t=f(x, y, \tau)$. Для учета влияния соседних зон на температурное поле в рассматриваемой зоне можно использовать метод суперпозиции (наложения решений).

Принцип элементарной суперпозиции (ПЭС) заключается в том, что действие источников теплоты, не зависящих один от другого, расположенных на границе тела или внутри него, рассматривается сначала по отдельности, а затем находится суммарный тепловой эффект путем алгебраического сложения действия всех источников. ПЭС применим при независимости от температуры: теплофизических характеристик материала, интенсивности источников теплоты, условий теплообмена на границе тела (в первую очередь коэффициента теплообмена α), геометрических размеров тела.

Контрольные вопросы и задания

1. Что находят при решении прямой и обратной задач теплопроводности? 2. Для чего используются обобщенные переменные? Каков физический смысл чисел Fo и Bi? 3. С помощью обобщенных переменных θ, Fo, Bi_1, Bi_2, θ_1, ξ, приводимых в тексте, сделайте переход от системы уравнений (9.1) к системе (9.4). 4. Какие вы знаете методы аналитического решения задач нестационарной теплопроводности, в чем их суть? 5. В чем заключается метод конечных разностей? Что такое явный и неявный метод расчета? 6. Приведите примеры электротепловой аналогии. Какие существуют типы электрических моделей-аналогов? 7. Сформулируйте математически задачу конвективного прогрева грунта без подпочвенного обогрева. 8. Сформулируйте математически задачу подпочвенного обогрева грунта.

Глава 10. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН

10.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В промышленности и сельскохозяйственном производстве широко применяются различные теплообменные устройства, предназначенные для передачи теплоты от одной среды к другой (обогрев зданий и сооружений с помощью отопительных приборов, нагрев молока при его пастеризации, нагрев воды и генерация пара в котельных установках, нагрев воздуха в калориферах и отопительно-вентиляционных агрегатах и т. д.). В этих устройствах, как правило, происходит теплообмен между движущимися средами через поверхность раздела фаз или разделяющую их стенку. Движущаяся среда, используемая для переноса теплоты, называется *теплоносителем*. Конвективный теплообмен между движущейся средой и поверхностью раздела с другой средой — твердым телом (например, стенкой), жидкостью или газом — называется *теплоотдачей*. Поверхность раз-

дела, через которую происходит перенос теплоты, носит название *поверхности теплообмена* или *теплоотдающей поверхности.*

Интенсивность теплоотдачи в большинстве случаев зависит от скорости движения теплоносителя относительно поверхности теплообмена. Движение теплоносителя может быть свободным или вынужденным. Под *свободным движением* или *свободной конвекцией,* понимают движение жидкости в системе под действием неоднородного поля внешних массовых сил (сил гравитационного, магнитного, электрического или инерционного поля), приложенных к частицам жидкости внутри системы. *Вынужденное движение* или *вынужденная конвекция* происходит под действием внешних поверхностных сил, приложенных на границах системы, или однородного поля массовых сил, приложенных к жидкости внутри системы, или за счет запаса кинетической энергии, сообщенной жидкости вне системы.

Свободная конвекция жидкости* на практике часто происходит за счет разности плотностей нагретых и холодных частиц жидкости, находящихся в поле гравитационных сил (*гравитационная свободная конвекция*), а вынужденная конвекция — в результате действия насоса или вентилятора.

10.2. ЗАКОН ТЕПЛООТДАЧИ (ЗАКОН НЬЮТОНА — РИХМАНА)

Для количественного описания теплоотдачи широко используется закон теплоотдачи, согласно которому *плотность теплового потока, переносимого путем конвекции от поверхности теплообмена в среду (или, наоборот, из среды к поверхности теплообмена), пропорциональна разности температур поверхности теплообмена*** (t_c) *и среды* ($t_ж$), *взятой по абсолютной величине:*

$$q = \alpha |t_c - t_ж|, \qquad (10.1)$$

где q — плотность теплового потока, Вт/м².

Коэффициент пропорциональности α в уравнении (10.1), имеющий размерность Вт/(м²·К), называется *коэффициентом теплообмена****. Коэффициент теплообмена характеризует интенсивность теплоотдачи между поверхностью теплообмена и теплоносителем. Он равен плотности теплового потока (у поверхности теплообмена), отнесенной к температурному напору (перепаду) между средой и поверхностью.

---

* В теплотехнике жидкостью обычно называют как собственно капельную жидкость, так и газ.

** Поверхности стенки.

*** Широко используется также термин «коэффициент теплоотдачи».

Различают *местный (локальный) коэффициент теплообмена*, который относится к рассматриваемой точке поверхности теплообмена, и средний коэффициент теплообмена $\bar{\alpha}$, равный всему тепловому потоку Ф (Вт) через поверхность теплообмена A (м^2), деленному на средний температурный напор $\Delta t_{ср}$ и площадь поверхности теплообмена:

$$\bar{\alpha}=\Phi/(\Delta t_{ср}A). \qquad (10.2)$$

Коэффициент теплообмена — важный теплофизический параметр, необходимый для расчета теплообменного аппарата. В общем случае он зависит от физических свойств жидкости, конфигурации и размеров поверхности теплообмена и от условий обтекания ее жидкостью. Коэффициент теплообмена — это расчетная величина, находимая обычно из уравнений, полученных экспериментально.

10.3. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ, ТЕПЛОВОЙ И ДИФФУЗИОННЫЙ ПОГРАНИЧНЫЕ СЛОИ

Интенсивность теплоотдачи зависит от характера движения жидкости относительно поверхности теплообмена, которое может быть ламинарным или турбулентным. *Ламинарным* называют такое движение, при котором возможно существование стационарных траекторий ее частиц. При ламинарном режиме течения частицы жидкости движутся, не перемешиваясь друг с другом, параллельно стенкам канала и траекториям других частиц. *Турбулентным* называют движение с хаотично изменяющимися во времени траекториями частиц. При этом в потоке возникают нерегулярные пульсации скорости, давления и других параметров, приводящие к интенсивному перемешиванию частиц жидкости между собой.

Движение жидкости (ламинарное или турбулентное) относительно неподвижной стенки вблизи нее затормаживается вследствие трения о стенку. Чем меньше расстояние от поверхности стенки до рассматриваемого слоя жидкости, тем меньше его скорость. Исчезающий тонкий слой жидкости, непосредственно примыкающий к стенке, обычно считают неподвижным (*условие прилипания*). Область течения вязкой жидкости, характеризующаяся малой (по сравнению с продольными размерами области) толщиной и большим поперечным градиентом скорости, вызывающим поперечный перенос количества движения, называется *гидродинамическим пограничным слоем*. Это понятие впервые было введено Л. Прандтлем в 1904 г.

Рисунок 10.1 иллюстрирует формирование гидродинамического пограничного слоя при продольном обтекании жидкостью

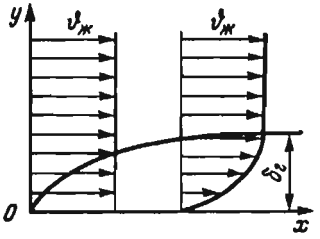


Рис. 10.1. Поперечное изменение скорости в гидродинамическом пограничном слое.

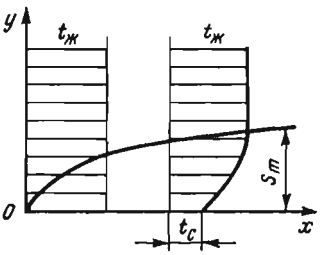


Рис. 10.2. Поперечное изменение температуры в тепловом пограничном слое.

некоторой поверхности. Во входном сечении ($x=0$) и за пределами гидродинамического пограничного слоя при $x>0$ наблюдается *невозмущенный поток*, характеризующийся бесконечно малым влиянием на него стенки. Толщина пограничного слоя $\delta_г$ по мере увеличения координаты x на рисунке возрастает, т. е. влияние вязкости при движении жидкости все дальше проникает в невозмущенный поток. Течение жидкости в пограничном слое у стенки может быть ламинарным, турбулентным или переходным от первого режима ко второму. В турбулентном пограничном слое непосредственно у стенки наблюдается тонкий слой жидкости с ламинарным ее движением — так называемый *вязкий* или *ламинарный подслой*.

По аналогии с гидродинамическим пограничным слоем Г. Н. Кружилиным было введено понятие *теплового пограничного слоя*, под которым понимают область течения вязкой теплопроводной жидкости, характеризующуюся малой (по сравнению с продольными размерами области) толщиной и большим поперечным градиентом температуры, вызывающим перенос теплоты (рис. 10.2).

Под *толщиной пограничного слоя* — гидродинамического или теплового — понимают условную величину, определяемую как расстояние по нормали от стенки, на котором, соответственно продольная составляющая скорости или температура, с заданной точностью достигают своего предельного значения вдали от стенки, т. е. в ядре потока. В общем случае толщина гидродинамического пограничного слоя отличается от толщины теплового пограничного слоя: $\delta_г \neq S_m$. Наряду с понятием гидродинамического и теплового пограничных слоев существует также понятие *диффузионного пограничного слоя*, который характеризуется большим поперечным градиентом концентрации данного компонента в смеси. Под действием этого градиента происходит поперечный перенос рассматриваемого компонента.

10.4. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ КОНВЕКТИВНОГО ТЕПЛООБМЕНА

В подразделе 8.5 дан вывод дифференциального уравнения теплопроводности в неподвижной среде, аналогичным образом можно вывести дифференциальное уравнение в движущейся среде, называемое *уравнением энергии*, которое в декартовых координатах имеет вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} v_x + \frac{\partial t}{\partial y} v_y + \frac{\partial t}{\partial z} v_z = a\left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}\right) \qquad (10.3)$$

или в более краткой записи:

$$Dt/d\tau = \Delta t, \qquad (10.4)$$

где τ — время, с; v_x, v_y, v_z — проекции вектора скорости на оси x, y, z, м/с; a — температуропроводности, м^2/с;

$$\frac{Dt}{d\tau} = \frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{\partial t}{\partial x} v_x + \frac{\partial t}{\partial y} v_y + \frac{\partial t}{\partial z} v_z -$$

полная производная температура по времени τ, которую в связи с тем, что она связана с движущейся материей или субстанцией, называют *субстанциальной производной* и обозначают особым символом $Dt/d\tau$;

$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ — оператор Лапласа.

Уравнение (10.3) описывает изменение температуры в точке x, y, z в неподвижной системе координат, при этом первый член левой части уравнения характеризует изменение температуры во времени, последующие члены левой части — изменение температуры вследствие движения жидкости через рассматриваемую точку пространства; правая часть уравнения выражает изменение температуры вследствие теплопроводности.

При $v_x = v_y = v_z = 0$ уравнение энергии переходит в дифференциальное уравнение теплопроводности (8.12).

Для интегрирования уравнения (10.3) и расчета по нему температурного поля необходимо знать компоненты скорости v_x, v_y, v_z. Это приводит в общем случае к необходимости дополнительного рассмотрения *уравнений движения (уравнений Навье — Стокса) и уравнения неразрывности потока.*

Уравнения движения для несжимаемой жидкости ($\rho = \text{const}$) в проекциях на оси декартовых координат имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} \rho \frac{Dv_x}{d\tau} &= \rho g_x \beta (t - t_ж) - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \Delta v_x, \\ \rho \frac{Dv_y}{d\tau} &= \rho g_y \beta (t - t_ж) - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \Delta v_y, \\ \rho \frac{Dv_z}{d\tau} &= \rho g_z \beta (t - t_ж) - \frac{\partial p}{\partial z} + \mu \Delta v_z, \end{aligned}\right\} \qquad (10.5)$$

где ρ — плотность жидкости, кг/м^3; g_x, g_y, g_z — проекции ускорения поля внешних массовых сил на оси x, y, z, м/с^2; p — давление, Па; μ — динамическая вязкость, Па·с; β — коэффициент объемного расширения, 1/К; $t_ж$ — температура среды (температура жидкости в ядре потока);

$\frac{D}{d\tau} = \frac{\partial}{\partial\tau} + v_x\frac{\partial}{\partial x} + v_y\frac{\partial}{\partial y} + v_z\frac{\partial}{\partial z}$ — субстанциальная производная;

$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ — оператор Лапласа.

С физической точки зрения уравнения (10.5) выражают равенство проекций равнодействующей всех сил, действующих на элемент объема жидкости (правые части уравнений), проекциям сил инерции (левые части уравнений). При этом первые слагаемые правых частей системы уравнений (10.5) выражают проекции подъемной силы, вторые слагаемые — проекции сил давления, третьи слагаемые — проекции сил внутреннего трения.

Уравнение неразрывности для несжимаемых жидкостей записывается в виде

$$\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0. \qquad (10.6)$$

Интегрирование системы уравнений (10.3), (10,5), (10.6) позволяет получить неизвестные функции $t(x, y, z, \tau)$, $v(x, y, z, \tau)$, $p(x, y, z, \tau)$. Для получения конкретного (частного) решения указанную систему уравнений необходимо дополнить условиями однозначности, которые, как и в случае интегрирования дифференциального уравнения теплопроводности (8.12), включают в себя геометрические, физические, начальные и граничные условия.

Геометрические условия определяют форму и размеры поверхности, обтекаемой жидкостью. Физические условия заключаются в задании значений физических величин жидкости, существенных для рассматриваемого процесса (плотности, вязкости, теплопроводности, теплоемкости, коэффициента объемного расширения). Граничные условия состоят в задании значений скорости и температуры жидкости у поверхности обтекаемой стенки и в ядре потока. У поверхности стенки обычно принимают скорость потока, равную нулю: продольные составляющие скорости по условию прилипания, а нормальная составляющая вследствие непроницаемости поверхности стенки. Температура жидкости $t = t_c$ — у поверхности тела (стенки); $t = t_ж$ — в невозмущенном потоке (в ядре потока жидкости), где t_c, $t_ж$ — соответственно температура стенки и среды (жидкости) вдали от стенки. Для установившихся режимов течения начальные условия не задаются.

Получив решение системы уравнений (10.3) при заданных условиях однозначности, можно рассчитать далее коэффициент

теплообмена α. С этой целью выразим плотность теплового потока у поверхности стенки через уравнения Ньютона — Рихмана для теплоотдачи (10.1) и Фурье для теплопроводности (8.3):

$$q_c = \alpha (t_c - t_ж) = -\lambda \frac{\partial t}{\partial y}\Big|_c , \qquad (10.7)$$

где y — координата, нормальная к поверхности стенки и отсчитываемая от ее поверхности, м; λ — теплопроводность жидкости, Вт/(м·К); $\partial t/\partial y$ — модуль градиента температуры в пограничном слое у поверхности стенки, К/м.

Уравнение (10.7) называют *дифференциальным уравнением теплоотдачи*, решив которое относительно коэффициента теплообмена α, получим

$$\alpha = -\frac{\lambda}{t_c - t_ж} \frac{\partial t}{\partial y}\Big|_c . \qquad (10.8)$$

Расчет коэффициента теплообмена α по уравнению (10.8) с предварительным интегрированием системы дифференциальных уравнений (10.3), (10.5), (10.6) при соответствующих условиях однозначности представляет собой трудновыполнимую задачу, редко реализуемую на практике. Аналитическое решение удается получить лишь для отдельных частных случаев после соответствующих упрощений, а численные решения с применением ЭВМ требуют большего объема работы.

10.5. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ПОДОБИЯ ДЛЯ ОПИСАНИЯ ТЕПЛООТДАЧИ

В связи с указанными трудностями аналитического или численного расчета коэффициента теплообмена на основе интегрирования дифференциальных уравнений конвективного теплообмена на практике для описания явлений теплоотдачи широкое распространение получила *теория подобия*, представляющая собой учение о подобных явлениях.

В технике понятие геометрического подобия распространяется на подобие физических явлений. *Геометрическое подобие* выражается в пропорциональности сходных линейных размеров тел:

$$l_1'' / l_1' = l_2'' / l_2' = l_3'' / l_3' = C_l = \text{const}, \qquad (10.9)$$

где l_1', l_2', l_3' — характерные размеры первого тела; l_1'', l_2'', l_3'' — характерные размеры второго тела; C_l — константа геометрического подобия.

Константа геометрического подобия C_l представляет собой масштаб подобных тел. Подобными могут быть далее поля физических величин в геометрически подобных системах, различающихся лишь масштабом, если в сходственных точках этих

систем значения физических величин пропорциональны. Например, применительно к температуре можно записать:

$$\frac{t_1''}{t_1'} = \frac{t_2''}{t_2'} = \frac{t_3''}{t_3'} = \ldots = C_t = \text{const}, \qquad (10.10)$$

где t_1', t_2', t_3' — значения температуры в фиксированных точках 1, 2, 3, ... первой геометрической системы; t_1'', t_2'', t_3'' — то же в сходных точках второй геометрической системы.

Коэффициенты пропорциональности однородных физических величин в сходных точках сравниваемых геометрических систем называют *константами подобия.*

Для *подобия явлений* требуется, чтобы были подобны поля всех физических величин, существенных для процесса. Анализ физических явлений с точки зрения существования подобия между ними показывает, что сочетание констант подобия различных физических величин, рассматриваемых явлений, протекающих в сравниваемых геометрических системах, не может быть произвольным, а подчиняется определенным ограничениям. Эти ограничения заключаются в том, что для подобных явлений должны быть равны так называемые *критерии подобия* — безразмерные комплексы, составленные из размерных физических величин, существенных для данного процесса.

Критерии подобия можно получить преобразованием уравнений, описывающих рассматриваемый процесс, к безразмерному виду. Преобразуем в качестве примера к безразмерному виду одномерное дифференциальное уравнение теплопроводности (8.12):

$$\partial t/\partial \tau = a(\partial^2 t/\partial x^2). \qquad (10.11)$$

С заменой переменных по соотношениям $X = x/l$; $\text{Fo} = a\tau/l^2$, $\theta = (t - t_ж)/(t_н - t_ж)$ уравнение (10.11) принимает вид

$$\partial\theta/\partial \text{Fo} = \partial^2\theta/\partial X^2, \qquad (10.12)$$

где X — безразмерная координата; θ — безразмерная температура; Fo — критерий (число) Фурье, представляющий собой безразмерное время; l — некоторый характерный размер тела, выбранный за масштаб длины.

Явления подобны, если они одной и той же физической природы, описываются одними и теми же уравнениями (обычно дифференциальными) и имеют подобные условия однозначности.

Физический смысл критериев подобия состоит в том, что они выражают соотношение между различными физическими эффектами. Так, полученный выше критерий Фурье представляет собой отношение времени протекания процесса (τ) к характерному времени изменения температурного поля в теле (l^2/a).

Все критерии подобия в теории подобия делят на определяющие и определяемые. *Определяющими* называют критерии

подобия, составленные из величин, заданных по условию задачи. Критерии подобия, содержащие искомую величину, называют *определяемыми критериями подобия* или *числами подобия.*

Теория подобия используется для обобщения результатов экспериментального исследования и получения полуэмпирических расчетных зависимостей. В ней доказывается, что определяющие и определяемые критерии можно представлять в виде критериальных уравнений, в которых определяемый критерий является некоторой функцией определяющих:

$$K_1 = f(K_2, K_3, \ldots), \qquad (10.13)$$

где K_1 — определяемый критерий; K_2, K_3 — определяющие критерии.

Теория подобия дает возможность на основе анализа математического описания того или иного процесса ответить на вопрос, сколько должно быть критериев в критериальном уравнении, и раскрывает содержание всех критериев, однако не позволяет найти конкретную функциональную зависимость определяемого критерия от определяющих. Последняя задача (установление критериального уравнения) решается путем постановки экспериментов, моделирующих исследуемый процесс, и соответствующей обработки получаемых данных.

Критериальные уравнения используются для расчета искомой величины, входящей в определяемый критерий. Они справедливы только в исследованном диапазоне изменения определяющих критериев подобия, поэтому экстраполяция последних за указанные пределы может привести к значительным ошибкам в расчете.

Все критерии подобия безразмерные величины. Их можно умножать и делить один на другой, возводить в степень. Получаемые при этом комплексы безразмерных величин также являются критериями подобия. Критерии подобия обычно обозначаются двумя первыми буквами фамилий выдающихся ученых, внесших значительный вклад в развитие соответствующей области науки.

В конвективном теплообмене очень часто по критериальным уравнениям рассчитывают коэффициент теплообмена α. Определяемый критерий, содержащий коэффициент теплообмена, можно получить, переходя к безразмерным переменным в дифференциальном уравнении теплоотдачи (10.7).

Введем новые переменные: $\theta = (t - t_ж)/(t_c - t_ж)$, $Y = y/l$, где l — некоторый характерный размер. Тогда уравнение (10.7) примет вид

$$\alpha l/\lambda = -\partial\theta/\partial Y. \qquad (10.14)$$

Из выражения (10.14) видно, что в безразмерных переменных численная величина градиента температуры в тепловом по-

граничном слое определяется только величиной безразмерного комплекса $(\alpha l)/\lambda$, называемого *числом Нуссельта*:

$$\mathrm{Nu}=\alpha l/\lambda. \tag{10.15}$$

Представив Nu в виде $\mathrm{Nu}=(l/\lambda)/(1/\alpha)=R_\lambda/R_\alpha$, приходим к выводу о том, что число Нуссельта представляет собой отношение термического сопротивления теплопроводности R_λ слоя жидкости толщиной l к термическому сопротивленню теплоотдачи R_α.

Вводя безразмерные переменные

$$X=\frac{x}{l};\quad Y=\frac{y}{l};\quad Z=\frac{z}{l};\quad W_x=\frac{v_x}{v_\text{ж}};$$

$$W_y=\frac{v_y}{v_\text{ж}};\quad W_z=\frac{v_z}{v_\text{ж}};\quad \theta=\frac{t-t_\text{ж}}{t_\text{с}-t_\text{ж}};\quad \mathrm{Fo}=\frac{a\tau}{l^2},$$

можно привести уравнение энергии (10.3), уравнение движения (10.5) и уравнение неразрывности (10.6) к безразмерному виду, при этом вместо разрозненных физических величин β, g, μ, ρ, a в математическом описании появляются обобщенные комплексы $\mathrm{Pe}=vl/a$, $Gr=\frac{gl^3}{\nu^2}\beta(t_\text{с}-t_\text{ж})$, а также безразмерное время Fo и безразмерные координаты X, Y, Z.

Параметр Pe носит название *критерия Пекле*:

$$\mathrm{Pe}=vl/a. \tag{10.16}$$

Он характеризует отношение плотности потока теплоты, переносимого движущейся жидкостью, к плотности потока теплоты, вызванного теплопроводностью. Критерий Пекле обычно представляют как произведение двух других критериев:

$$\mathrm{Pe}=\frac{\nu}{a}\,\frac{vl}{\nu}=\mathrm{Pr}\,\mathrm{Re},$$

критерия Прандтля:

$$\mathrm{Pr}=\nu/a, \tag{10.17}$$

выражающего теплофизические свойства жидкости, и *критерия Рейнольдса*:

$$\mathrm{Re}=vl/\nu, \tag{10.18}$$

представляющего собой отношение сил инерции к силам вязкого трения.

Критерий Грасгофа:

$$\mathrm{Gr}=\frac{gl^3}{\nu^2}\beta(t_\text{с}-t_\text{ж}) \tag{11.19}$$

характеризует отношение подъемной силы, возникающей вслед-

ствие разности плотностей жидкости непосредственно у стенки и вдали от нее, к силам вязкости.

Число Фурье:

$$\mathrm{Fo} = a\tau/l^2 \qquad (10.20)$$

представляет собой комплекс, определяющий масштаб времени, в котором протекает процесс. Оно используется при описании нестационарных (неустановившихся) процессов и в этом случае является обычно определяемым критерием. Установившиеся процессы не зависят от времени, поэтому критерий Fo в этом случае не входит в критериальные уравнения.

В уравнениях (10.17) ... (10.19); ν — кинематическая вязкость, м²/с; a — температуропроводность, м²/с; β — температурный коэффициент, 1/К; v — скорость жидкости, м/с; l — характерный размер; t_c, $t_ж$ — температура жидкости у стенки и в ядре потока.

При описании теплоотдачи, усредненной по всей поверхности теплообмена и не усложненной фазовыми или химическими превращениями, функциональная зависимость между определяемым и определяющими критериями подобия имеет вид

$$\mathrm{Nu} = f(\mathrm{Re},\ \mathrm{Pr},\ \mathrm{Gr}). \qquad (10.21)$$

Конкретный вид уравнения (10.21), получаемого обычно экспериментальным путем, зависит от характера рассматриваемого явления теплоотдачи, геометрических параметров системы и условий проведения процесса.

При расчете коэффициента теплообмена сначала из критериального уравнения находят число Nu, а затем рассчитывают коэффициент теплообмена:

$$\alpha = \mathrm{Nu}\frac{\lambda}{l}.$$

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение теплоотдачи. 2. Запишите закон теплоотдачи (закон Ньютона — Рихмана). Каков физический смысл коэффициента теплообмена? 3. Что понимают под естественной и вынужденной конвекцией? 4. Что такое гидродинамический и тепловой пограничные слои? 5. Запишите уравнения энергии, движения, неразрывности, дифференциальное уравнение теплоотдачи и поясните физический смысл входящих в них членов. 6. Что такое теория подобия и для чего она применяется? Что такое критерий подобия, какие критерии подобия называют определяемыми и определяющими? 7. Запишите критерии подобия Nu, Pe, Re, Pr, Gr и поясните их физический смысл. Приведите общую форму записи критериального уравнения для расчета коэффициента теплообмена.

Глава 11. КРИТЕРИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛООБМЕНА

11.1. ВЫНУЖДЕННОЕ ДВИЖЕНИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В сельскохозяйственном производстве довольно часто встречаются процессы теплоотдачи при вынужденном движении теплоносителя относительно поверхности теплообмена — в различного рода теплообменниках, калориферах, теплообменных устройствах котельных агрегатов, теплогенераторах, кондиционерах, радиаторах тракторов и автомобилей и т. д.

Для инженерной практики наибольший интерес представляют средние по поверхности теплообмена коэффициенты теплообмена [5, 9, 10, 15].

При продольном обтекании плоской поверхности могут наблюдаться три режима течения в пограничном слое потока: ламинарный, переходный и турбулентный. При продольном обтекании плоской поверхности и ламинарном режиме течения в пограничном слое по всей длине потока критериальное уравнение для среднего коэффициента теплообмена имеет вид [15]:

$$Nu = 0{,}664\,Re^{0,5}\,Pr^{0,33}\left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}, \qquad (11.1)$$

где $Re = vl/\nu < 5 \cdot 10^5$; $Pr = 0{,}6 \ldots 1{,}5$; l — длина плоской поверхности (вдоль потока).

Для турбулентного режима течения жидкости в пограничном слое при продольном обтекании плоской поверхности, который наблюдается при $Re \gg 5 \cdot 10^5$, $Pr = 0{,}7 \ldots 200$, получена формула [5]:

$$Nu = 0{,}037\,Re^{0,8}\,Pr^{0,43}\left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0,25}. \qquad (11.2)$$

Определяющей температурой называют температуру, при которой выбираются значения физических свойств жидкости в критериальных уравнениях. В качестве определяющей температуры в уравнениях (11.1) и (11.2) принята: при вычислении критериев Re и Pr — температура набегающего потока, а при вычислении критерия Pr_c — средняя температура стенки.

Для случая течения жидкости в гладких прямых трубах круглого поперечного сечения или в каналах некруглого сечения справедливы зависимости [15]:

при ламинарном вязкостно-гравитационном* режиме (Re<

* Вязкостно-гравитационным называют такой режим течения, при котором на вынужденное движение жидкости накладываются токи естественной конвекции.

<2000) и $l/d \geqslant 50$:

$$Nu = 0{,}15 Re^{0{,}33} Pr^{0{,}33} (GrPr)^{0{,}1} (Pr/Pr_c)^{0{,}25}, \qquad (11.3)$$

где $Nu = \alpha d/\lambda$; $Re = vd/\nu$; $Gr = \frac{gd^3}{\nu^2}\beta(t_c - t_ж)$; d — внутренний диаметр трубы; l — длина трубы.

при турбулентном режиме ($Re = 10^4 \ldots 5 \cdot 10^6$) и $l/d \geqslant 50$:

$$Nu = 0{,}021\, Re^{0{,}8}\, Pr^{0{,}43} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0{,}25}, \qquad (11.4)$$

где $Pr = 0{,}6 \ldots 2500$;

при переходном режиме ($Re = 2000 \ldots 10\,000$):

$$Nu = 0{,}008 Re^{0{,}9} Pr^{0{,}43}. \qquad (11.5)$$

Определяющая температура в уравнениях (11.3) и (11.5) — средняя температура жидкости в трубе, определяющий размер — внутренний диаметр трубы. Величина Pr_c вычисляется по средней температуре поверхности стенки.

При движении теплоносителя по кольцевому каналу теплообменника типа «труба в трубе» можно пользоваться приведенными выше формулами, взяв в качестве определяющего размера эквивалентный диаметр кольцевого сечения между трубами:

$$d_э = 4A/П, \qquad (11.6)$$

где A — площадь поперечного сечения потока, м^2; П — смоченный периметр, м.

При движении теплоносителя в межтрубном пространстве кожухотрубного теплообменника с сегментными перегородками коэффициент теплообмена можно рассчитать по формулам [15]:

при $Re < 1000$

$$Nu = 0{,}34\, Re^{0{,}5}\, Pr^{0{,}36} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0{,}25}, \qquad (11.7)$$

при $Re \geqslant 1000$

$$Nu = 0{,}24\, Re^{0{,}6}\, Pr^{0{,}36} \left(\frac{Pr}{Pr_c}\right)^{0{,}25}, \qquad (11.8)$$

где в качестве определяющего размера взят наружный диаметр труб, скорость потока рассчитывается для наименьшего сечения межтрубного пространства, а определяющая температура — средняя на входе и выходе пучка.

Отношение величин $(Pr/Pr_c)^{0{,}25}$ учитывает влияние направления теплового потока в пограничном слое (от стенки к потоку или наоборот) на величину коэффициента теплообмена. Оно имеет существенное значение только для капельных жидкостей, тогда как для газов можно принять: $(Pr/Pr_c)^{0{,}25} \simeq 1$.

При обтекании пучка оребренных труб коэффициент теплообмена можно найти по уравнению [15]:

$$Nu = 0{,}18\left(\frac{d_н}{t}\right)^{-0{,}54}\left(\frac{h}{t}\right)^{-0{,}14} Re^{0{,}65} Pr^{0{,}4}, \qquad (11.9)$$

где $d_н$ — наружный диаметр оребренной трубы, м; t — шаг между ребрами, м; $h=0{,}5(D-d_н)$ — высота ребра, м; D — диаметр ребра, м.

11.2. СВОБОДНОЕ ДВИЖЕНИЕ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

На практике свободное движение теплоносителя (свободная конвекция) наиболее часто возникает под действием гравитационного поля и в этом случае носит название *гравитационного свободного движения* (*гравитационной свободной конвекции*). Оно наблюдается, например, при естественной конвекции воздуха в помещении, обогреваемом с помощью отопительных приборов.

Расчет коэффициентов теплообмена при гравитационном свободном движении теплоносителя в большом объеме обычно ведут по критериальному уравнению [15] вида

$$Nu = C(Gr\,Pr)^m \varepsilon, \qquad (11.10)$$

где коэффициенты C, m, ε выбирают в зависимости от условий теплоотдачи.

Условия теплоотдачи	C	m	ε	Определяющий размер
Вертикальные пластина и труба:				
$GrPr=10^3\ldots10^9$	0,8	0,25	$[1+(1+1/\sqrt{Pr})^2]$	Длина трубы, пластины
$GrPr>10^9$	0,15	0,33	1	
Горизонтальная труба:				
$10^{-3}\leqslant GrPr\leqslant10^3$	0,18	0,125	1	Диаметр трубы
$10^3\leqslant GrPr\leqslant10^8$	0,5	0,25	1	
Горизонтальная пластина при ламинарном режиме течения:				
охлаждение сверху	0,54	0,25	1	Короткая сторона
» снизу	0,27	0,25	1	пластины

Определяющей температурой в (11.10) является средняя температура теплоносителя в объеме и у стенки: $t=0{,}5(t_с+t_ж)$.

11.3. КИПЕНИЕ

Под кипением понимают парообразование, характеризующееся возникновением новых свободных поверхностей раздела жидкой и паровой фаз внутри жидкости, нагретой выше температуры насыщения.

В тепловых процессах сельскохозяйственного производства теплоотдача при кипении наиболее часто встречается при гене-

рации пара в котельных установках. Различают два режима кипения — пузырьковый и пленочный. Пузырьковое кипение — это такое кипение, при котором пар образуется в виде периодически зарождающихся и растущих пузырей. Пленочным кипением называют кипение, при котором на поверхности нагрева образуется сплошная пленка пара, периодически прорывающегося в объем жидкости.

Зародышами парообразования при кипении становятся пузырьки газа, растворенного в жидкости, которые выделяются при ее нагревании. Пар из перегретой жидкости образуется на поверхности газовых пузырей, наибольшее количество которых скапливается у обогреваемой поверхности. Возникшие пузыри пара растут в объеме, отрываются и всплывают, оставляя вместо себя небольшие свои части, которые являются зародышами новых пузырей пара. Всплывающие пузыри пара перемешивают жидкость и ее тепловой пограничный слой у обогреваемой поверхности, что приводит к интенсификации теплоотдачи. Чем больше плотность теплового потока, передаваемого через обогреваемую поверхность, тем чаще происходит генерация пузырьков пара на ней и интенсивнее перемешивание жидкости. Следствием этого является рост коэффициента теплообмена в пузырьковом режиме кипения (рис. 11.1).

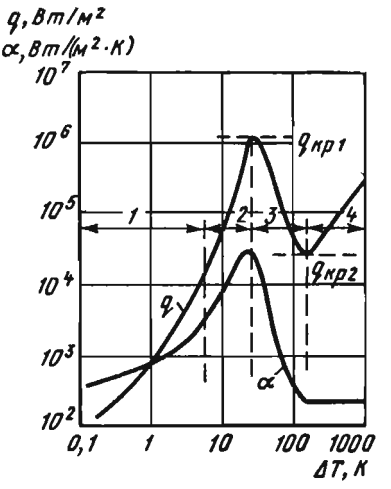


Рис. 11.1. Зависимость плотности теплового потока и коэффициента теплоотдачи от температурного напора при кипении:

1 — теплоотдача в однофазной жидкости; *2* — теплоотдача при пузырьковом кипении; *3* — теплоотдача при переходном режиме кипения; *4* — теплоотдача при пленочном кипении.

Однако при определенной плотности теплового потока на обогреваемой поверхности становится так много пузырьков пара, что они сливаются в сплошную паровую пленку — наступает пленочный режим кипения. Образовавшаяся пленка пара обладает большим термическим сопротивлением, поэтому переход режима кипения из пузырькового в пленочный сопровождается резким уменьшением коэффициента теплообмена α и соответственно плотности теплового потока.

Изменение механизма (закономерностей) теплоотдачи в начале перехода от пузырькового режима кипения к пленочному или от пленочного к пузырьковому в теплотехнике называют *кризисом теплоотдачи при кипении*, а максимально возможную

(при данных условиях) плотность теплового потока при пузырьковом кипении — *первой критической плотностью теплового потока* $q_{кр1}$.

По достижении первой критической плотности теплового потока дальнейшее увеличение температурного напора (разности температур стенки и жидкости) вызывает вначале существенное снижение плотности теплового потока (рис. 11.1) до достижения минимально возможной (при данных условиях) плотности теплового потока при пленочном кипении, называемой *второй критической плотностью теплового потока* $q_{кр2}$. Последующая интенсификация теплообмена требует создания значительного температурного перепада между обогреваемой стенкой и жидкостью, что нежелательно по соображениям термостойкости материала стенки. Поэтому на практике стремятся обеспечить режим работы парогенератора, отвечающий условию $q < q_{кр1}$.

Для расчета коэффициента теплообмена при кипении предложено большое количество эмпирических зависимостей.

При пузырьковом режиме кипения жидкости в большом объеме в условиях свободного движения справедлива зависимость [15]

$$\mathrm{Nu} = C\mathrm{Re}^m\mathrm{Pr}^n, \qquad (11.11)$$

где $\mathrm{Re}=10^{-5}...10^4$; $\mathrm{Pr}=0{,}86...7{,}6$; $v \leqslant 7$ м/с; $\mathrm{Nu}=\alpha l/\lambda_ж$; $\mathrm{Re}=v_к l/\nu_ж$; $\mathrm{Pr}=\nu_ж/a_ж$; $l=(c_ж\sigma\rho_ж T_н)/(r\rho_п)^2$ — характерный размер, м; $v_к=q/(r\rho_п)$ — условная скорость пара при кипении, м/с; r — удельная теплота парообразования, Дж/кг; q — плотность теплового потока через обогреваемую стенку, Вт/(м²·К); $\lambda_ж$, $a_ж$, $\nu_ж$, $\rho_ж$ — соответственно теплопроводность, температуропроводность, кинематическая вязкость и плотность жидкости; σ — коэффициент поверхностного натяжения на границе жидкость — пар, Н/м; $\rho_п$ — плотность пара, кг/м³; $T_н$ — температура насыщения, К; C, m, n — опытные константы.

11.4. КОНДЕНСАЦИЯ

Конденсацией называют переход вещества из газообразного состояния в жидкое или твердое*. Конденсация насыщенного или перегретого пара происходит при его охлаждении ниже температуры насыщения. Она может протекать в объеме пара или парогазовой смеси либо на поверхности твердого тела или жидкости, с которыми пар (парогазовая смесь) находится в контакте. На поверхности тела или жидкости возможны различные случаи протекания процесса конденсации: пленочная, капельная и смешанная.

Пленочной конденсацией называют конденсацию в жидкое состояние на лиофильной (хорошо смачиваемой жидкостью) поверхности твердого тела с образованием сплошной пленки конденсата. *Капельная конденсация* — это конденсация в жидкое

* Конденсация в твердое состояние называется десублимацией.

состояние на лиофобной (несмачиваемой жидкостью) поверхности твердого тела с образованием отдельных капель конденсата. Под *смешанной конденсацией* понимают конденсацию в жидкое состояние на поверхности твердого тела, при которой на различных участках поверхности одновременно наблюдается как пленочная, так и капельная конденсация. Конденсацию пара непосредственно на поверхности жидкости (капель, струй и т. д.) называют *контактной конденсацией.*

Конденсация пара в теплообменных устройствах сельскохозяйственного производства обычно имеет место при использовании в качестве теплоносителя насыщенного водяного пара: в теплообменных обогреваемых аппаратах с рубашкой, в паровых калориферах, в кожухотрубных теплообменниках и т. д. Указанные аппараты работают, как правило, в режиме пленочной конденсации благодаря хорошей смачиваемости конденсатом поверхности охлаждения.

При пленочной конденсации выделяющаяся теплота отводится через охлаждаемую стенку и образовавшуюся на ней пленку конденсата. Термическое сопротивление в этом случае складывается из термического сопротивления пленки конденсата и фазового перехода на границе раздела жидкой и паровой фаз: $R \equiv \equiv 1/\alpha = R_{пл} + R_{ф}$. При капельной конденсации термическое сопротивление пленки отсутствует, поэтому $R \equiv 1/\alpha = R_{ф}$. Коэффициенты теплообмена при пленочной конденсации и прочих равных условиях на порядок меньше, чем при капельной.

Теплоотдача при пленочной конденсации зависит от толщины пленки на поверхности теплообмена, от режима ее течения и от теплопроводности жидкости. На величину коэффициента теплообмена при конденсации большое влияние оказывает также присутствие в парах неконденсирующихся газов (например, воздуха), приводящее к снижению величины коэффициента теплообмена из-за экранирования поверхности теплообмена газовой прослойкой, имеющей низкую теплопроводность. Так, содержание в водяном паре 1% (по объему) воздуха приводит к снижению коэффициента теплообмена в 2,5 раза, 2% — в 3,2 раза, 3,5% — в 5 раз.

Коэффициент теплоотдачи при пленочной конденсации движущегося пара на горизонтальной одиночной трубе может быть рассчитан по формуле [15]

$$Nu = 0{,}72B\,Re_{п}^{0{,}16} Re_{*}^{-0{,}125} Ga^{0{,}045} \left(\frac{\mu_{п}}{\mu_{ж}}\right)^{0{,}08}, \qquad (11.12)$$

где $Nu = \alpha d/\lambda_{ж}$; $Re_{п} = v_{п} d/\nu_{п}$; $Re_{*} = \dfrac{\lambda_{ж}\,\Delta t}{r\rho_{ж}\,\nu_{ж}}$; $Ga = gd^{3}/\nu_{ж}^{2}$ — критерий Галилея; d — наружный диаметр трубы; $v_{п}$ — средняя скорость пара в суженном сечении канала; $\Delta t = t_{н} - t_{с}$ — разность температур насыщения и стенки; r — тепло-

та конденсации; g — ускорение свободного падения; $\lambda_ж$, $\nu_ж$, $\rho_ж$ — соответственно теплопроводность, кинематическая вязкость и плотность жидкости; $\nu_п$ — кинематическая вязкость пара; $\mu_ж$, $\mu_п$ — динамическая вязкость жидкости и пара, соответственно; B — коэффициент, учитывающий примеси неконденсирующихся газов (для чистого пара $B=42$; для практических расчетов рекомендуется принимать $B=30$).

При конденсации пара на поверхности горизонтального пучка труб коэффициент теплообмена α_n меньше, чем на одиночной трубе α_1 из-за увеличения толщины стекающей по трубам пленки. Соотношение коэффициентов α_n и α_1 следующее:

$$\alpha_n/\alpha_1=0{,}84/n^{0{,}07}, \qquad (11.13)$$

где n — число рядов труб по высоте, расположенных друг под другом.

11.5. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Воздух в помещении непрерывно движется. Его движение может быть как свободным, так и принудительным. Естественные воздушные потоки обусловлены разностью температур между поверхностью ограждения или отопительных приборов и воздухом внутри помещения, теплоотдачей от животных, обогреваемых полов, брудеров, подстилки и т. д.

При подаче в помещение неизотермических струй воздуха процесс теплообмена сопровождается процессом массообмена вследствие перемешивания струй с воздухом в помещении. Процессы тепломассообмена возможны при обеспечении микроклимата в хранилищах, на фермах и т. д. На эти процессы определенное влияние оказывают ограниченность объема помещений и относительно высокий уровень выделения теплоты и влаги в сельскохозяйственных помещениях.

Для условий естественной конвекции коэффициент теплообмена определяется из уравнения (11.10). При этом перепадам температур и размерам поверхностей соответствует турбулентный режим течения. В этом случае расчетное выражение для среднего значения коэффициента теплообмена $\alpha_к$, Вт/(м^2·К), примет вид:

$$\alpha_к = 1{,}66\sqrt[3]{\Delta t}, \qquad (11.14)$$

где $\Delta t=t_в-t_п$ — перепад температур между температурой $t_в$ воздуха в помещении и температурой $t_п$ поверхности ограждения, °С.

Формула (11.14) справедлива для вертикальной поверхности. Для определения среднего значения $\alpha_к$ при горизонтальном расположении поверхности пользуются аналогичным выражением. При этом коэффициент в формуле (11.14) имеет следующие значения:

горизонтальная поверхность, обращенная вверх: нагретая — 2,16, охлажденная — 1,16;

горизонтальная поверхность, обращенная вниз: нагретая — 1,16, охлажденная — 2,16.

Условия для вынужденной конвекции на внутренней поверхности ограждения возникают при принудительной вентиляции помещения. На наружной стороне ограждения вынужденная конвекция обусловлена ветром.

Из выражения (11.2) для среднего значения коэффициента теплообмена следует расчетное уравнение

$$\alpha_к = 5{,}94 v^{0{,}8} x^{-0{,}2}, \qquad (11.15)$$

где v — скорость, м/с; x — характерный размер (например, высота стены), м.

По данным А. А. Рунова, значения коэффициента теплообмена для внутренних поверхностей животноводческих помещений могут быть приняты:

для вертикальных ограждений

$$\alpha_к = 2{,}6 (t_в - t_п)^{1/3}; \qquad (11.16)$$

для горизонтальных перекрытий или для перекрытий с малым углом наклона

$$\alpha_к = 3{,}2 (t_в - t_п)^{1/3}. \qquad (11.17)$$

Высокое значение коэффициентов в формулах (11.16) и (11.17) по сравнению с уравнением (11.5) объясняется большей подвижностью воздуха у внутренних поверхностей ограждения в животноводческих помещениях.

Мощность конвективного теплового потока на поверхности почвы в теплицах

$$\Phi_{к.п} = A (t_{поч} - t_в) \sqrt[3]{t_{поч} - t_в}, \qquad (11.18)$$

где A — коэффициент, значение которого принимают в зависимости от расположения ограждения [см. разъяснения к формуле (11.14)]; $t_{поч}$ — температура поверхности почвы, °С.

Мощность конвективного теплового потока от внутреннего воздуха к ограждению теплицы

$$\Phi_{к.о} = A_о \eta (t_в - t_о) \sqrt[3]{t_в - t_о}. \qquad (11.19)$$

Для угла наклона ската, равного 30°, коэффициент

$$A = 0{,}216 \left(8{,}70 - \frac{A_{в.о}}{A_о}\right), \qquad (11.20)$$

где $A_о$ и $A_{в.о}$ — площади поверхности соответственно всего ограждения и вертикальных ограждений.

Коэффициент ограждения η равен отношению площади ограждения к площади пола внутри помещения (см. главу 27).

Коэффициент теплообмена $\alpha_к^н$, Вт, от наружной поверхности ограждения сельскохозяйственного производственного помещения в окружающую среду определяют по формуле (11.15).

Для определения значения $\alpha_к^н$ можно пользоваться приближенными формулами Юргенса:

при $0<v\leqslant 5$ м/с

$$\alpha^н_к=6{,}14+4{,}1v; \qquad (11.21)$$

при $5<v\leqslant 30$ м/с.

$$\alpha^н_к=7{,}54v^{0{,}78}. \qquad (11.22)$$

Контрольные вопросы и задания

1. Какие наблюдаются режимы течения теплоносителя в пограничном слое, как они влияют на теплоотдачу? 2. Что такое определяющая температура? 3. Что учитывает комплекс $(Pr/Pr_c)^{0,25}$, вводимый в ряд критериальных уравнений, чему он равен для газов? 4. Каков общий вид критериальной зависимости для определения коэффициента теплообмена при свободном движении теплоносителя? 5. Какие бывают режимы кипения? Охарактеризуйте их. 6. Что такое кризис кипения, первая и вторая критические плотности теплового потока? 7. Что называют конденсацией вообще, а также пленочной, капельной, смешанной, контактной конденсацией? Что такое десублимация? 8. Из чего в общем случае складывается термическое сопротивление при конденсации? Какой вид конденсации — пленочная или капельная — характеризуется меньшим термическим сопротивлением? 9. Как влияют присутствие неконденсирующихся газов и толщина пленки конденсата на величину коэффициента теплообмена? 10. Как определяют среднее значение коэффициента теплообмена в помещении? 11. Приведите формулы для мощности конвективного теплового потока к ограждениям теплицы и почве.

Глава 12. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН

12.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ЗАКОНЫ

Основные понятия и определения. Тепловое излучение представляет собой процесс превращения внутренней энергии излучающего тела в лучистую энергию электромагнитных колебаний. При попадании лучистой энергии на другое тело она частично поглощается им, превращаясь во внутреннюю энергию. Особенность теплообмена излучением заключается в том, что отпадает необходимость в непосредственном контакте тел. Излучение электромагнитных волн свойственно всем телам.

Излучение обладает как *волновыми*, так и *корпускулярными свойствами*, а именно — непрерывностью электромагнитных волн и дискретностью, характерной для испускаемых частиц — *фотонов*. Распространение излучения в пространстве определяется

волновыми свойствами, а энергия излучения — корпускулярными. Тепловое излучение характеризуется *длиной волны* λ и частотой колебаний ν. При этом между ними имеется зависимость $\nu = C/\lambda$, где $C = 3 \times 10^8$ м/с — *скорость распространения света.*

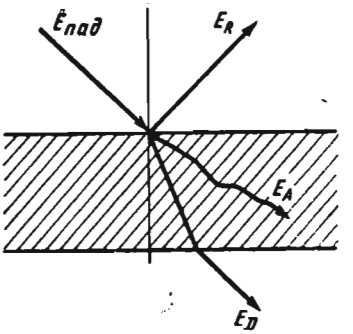


Рис. 12.1. Распределение теплового потока излучения, падающего на тело.

Излучение всех зависит от температуры. С увеличением температуры увеличивается внутренняя энергия тела и, как следствие, излучение тела.

Кроме температуры, излучение зависит от природы тела, состояния поверхности, а для газов — также от толщины слоя и давления. Большинство твердых и жидких тел излучают энергию во всех диапазонах длин волн. Чистые металлы и газы испускают энергию только в определенных интервалах волн — так называемое *селективное излучение.*

При умеренных температурах, которые обычно встречаются в технике, в том числе в сельскохозяйственном производстве, излучение соответствует диапазону длин волн от $0{,}8 \cdot 10^{-6}$ до $0{,}8 \times 10^{-3}$ м. Они относятся к *тепловому (инфракрасному) излучению.*

Интегральный лучистый поток, излучаемый в единицу времени с единицы поверхности по всем направлениям полусферического пространства и по всем длинам волн, называют *поверхностной плотностью потока интегрального излучения*, или *излучательной способностью тела* E, Вт/м^2.

Отношение плотности потока излучения, испускаемого в бесконечно малом интервале длин волн, к величине этого интервала, носит название *спектральной плотности потока излучения*, Вт/м^3,

$$I_\lambda = dE/d\lambda. \qquad (12.1)$$

В общем случае тело, на которое поступает лучистый поток, частично поглощает его, частично отражает и частично пропускает (см. рис. 12.1).

В соответствии с законом сохранения энергии

$$E_{пад} = E_A + E_R + E_D \qquad (12.2)$$

или в безразмерной форме

$$A + R + D = 1, \qquad (12.2')$$

где $A = E_A/E_{пад}$ — поглощательная способность; $R = E_R/E_{пад}$ — отражательная способность; $D = E_D/E_{пад}$ — пропускательная способность тела.

Тело, для которого $A = 1$, $R = D = 0$, называется *абсолютно черным.* Если $R = 1$, $A = D = 0$, то такое тело называется *абсолют-*

но белым, а если $D=1, A=R=0$ — *абсолютно проницаемым* или *диатермичным*. Для большей части твердых тел $D=0$. В дальнейшем все величины, относящиеся 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*.

Сумму собственного излучения тела и отраженного им называют *эффективным излучением*

$$E_{эф}=E+RE_{пад}. \tag{12.3}$$

Разность между собственным излучением E и поглощенным лучистым потоком $E_{погл}=AE_{пад}$ называется *результирующим излучением* $E_р$:

$$E_р=E-AE_{пад}=E_{эф}-E_{пад}. \tag{12.4}$$

Суммарный процесс взаимного испускания, поглощения, отражения и пропускания энергии излучения в системах тел называют *лучистым теплообменом*.

Закон Планка. Для абсолютно черного тела спектральная плотность потока излучения I_{λ_0} зависит от длины волны и абсолютной температуры тела

$$I_{\lambda_0}=C_1\lambda^{-5}(e^{C_2/\lambda T}-1)^{-1}, \tag{12.5}$$

где $C_1=3{,}74\cdot10^{-16}$ Вт/м^2; $C_2=1{,}439\cdot10^{-2}$ м·К — постоянные излучения; T — термодинамическая температура, К; e — основание натурального логарифма.

С повышением температуры длина волны, соответствующая максимальной интенсивности излучения, смещается в сторону более коротких длин волн.

Закон Вина. Произведение длины волны λ_{max}, при которой достигается максимальное значение I_{λ_0}, на температуру T — величина постоянная.

$$\lambda T=2{,}896\cdot10^{-3}. \tag{12.6}$$

Закон Стефана—Больцмана. Из закона Планка путем интегрирования $I_{\lambda_0}(\lambda)$ по длинам волн следует, что для абсолютно черного тела

$$E_0=\sigma_0T^4, \tag{12.7}$$

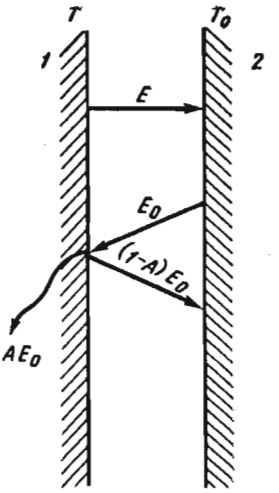
где $\sigma_0=5{,}67\cdot10^{-8}$ Вт/(м^2·К^4) — постоянная Стефана — Больцмана (константа излучения абсолютно черного тела).

В технических расчетах закон Стефана—Больцмана обычно записывают в виде

$$E=C_0(T/100)^4, \tag{12.8}$$

где $C_0=5{,}67$ Вт/(м^2·К^4) — коэффициент излучения абсолютно черного тела.

Рис. 12.2. К выводу закона Кирхгофа.



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 соответственно называют *степенью черноты тела*

$$\varepsilon=E/E_0, \qquad (12.9)$$

где $\varepsilon<1$.

Плотность потока излучения E находят по уравнению

$$E=\varepsilon E_0=\varepsilon C_0(T/100)^4=C(T/100)^4, \qquad (12.10)$$

где $C=\varepsilon C_0$ — коэффициент излучения серого тела.

Закон Кирхгофа. Установление количественной связи между энергиями излучения и поглощения для серого и абсолютно черного тел носит название закона Кирхгофа.

Рассмотрим лучистый теплообмен между параллельно расположенными плоскими поверхностями серого *1* и абсолютно черного *2* тел (рис. 12.2). Серое и черное тела имеют соответственно температуры T и T_0. Примем, что $T>T_0$. Энергии излучения тел E_0 и E равны, коэффициенты поглощения A и A_0 равны 1. Плотность результирующего потока теплоты от серого тела к черному

$$E_p=E-AE_0. \qquad (12.11)$$

При равенстве температуры тел, участвующих в лучистом теплообмене ($T=T_0$), $E_p=0$ и, следовательно, $E=AE_0$. Откуда

$$A=E/E_0. \qquad (12.12)$$

С учетом уравнения (12.9)

$$\varepsilon=A. \qquad (12.13)$$

Из закона Кирхгофа следует, что степень черноты тела в состоянии термодинамического равновесия равна его коэффициенту поглощения. Коэффициент поглощения серого тела не зависит от длины волны падающего излучения, т. е. для серого тела закон Кирхгофа справедлив и для случаев, когда излучатель и приемник теплоты имеют различные температуры.

Закон Ламберта. Установление зависимости распределения энергии излучения, испускаемой абсолютно черным телом, от его направления по отношению к поверхности тела, носит название закона Ламберта. Максимальное излучение E_n имеет место в направлении нормали к поверхности. По остальным направлениям оно меньше и определяется формулой

$$dE_\varphi = E_n \cos\varphi d\Omega, \tag{12.14}$$

где E_φ — плотность потока излучения, соответствующая углу φ; $d\Omega$ — элементарный телесный угол, под которым из данной точки излучающего тела видна элементарная площадка, воспринимающая излучение; φ — угол между нормалью к излучающей поверхности и направлением излучения.

Плотность интегрального полусферического излучения $E = E_n\pi$. В таком случае уравнение (12.14) примет вид

$$dE_\varphi = (E/\pi)\cos\varphi d\Omega, \tag{12.15}$$

где значения E определяют по формуле 12.10.

12.2. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН МЕЖДУ ТЕЛАМИ И МЕТОДЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЕГО ИНТЕНСИВНОСТИ

Общие сведения. Рассмотрим лучистый теплообмен между серыми непрозрачными телами, имеющими неограниченные плоские поверхности, обращенные друг к другу. Расчет будем вести по отношению к единице площади поверхности (1 м^2) каждого тела. Обозначим через E_1 энергию собственного излучения первого тела на второе, а через E_2 — второго на первое. Взаимное излучение и поглощение между телами происходит многократно до бесконечности (рис. 12.3). Эту задачу решают, используя понятие плотности потока результирующего излучения. Каждое из тел характеризуется полным эффективным излучением соответственно $E_{эф_1}$ и $E_{эф_2}$:

$$E_{эф_1} = E_1 + (1 - A_1) E_{эф_2}; \tag{12.16}$$

$$E_{эф_2} = E_2 + (1 - A_2) E_{эф_1}, \tag{12.17}$$

где A_1 и A_2 — коэффициенты поглощения первого и второго тел; $(1-A_1)E_{эф_2}$ и $(1-A_2)E_{эф_1}$ величины, учитывающие бесконечную сумму отражений потоков вторым и первым телами.

Плотность потока результирующего излучения

$$q_{1,2} = E_{эф_1} - E_{эф_2}. \tag{12.18}$$

Учитывая уравнения (12.16) и (12.17), будем иметь

$$q_{1,2} = \frac{A_2 E_1 - A_1 E_2}{A_1 + A_2 - A_1 A_2}. \tag{12.19}$$

Так как $E=\varepsilon C_0(T/100)^4$ и $\varepsilon=A$, то

$$q_{1,2}=(1/\varepsilon_1+1/\varepsilon_2-1)^{-1}C_0[(T_1/100)^4-(T_2/100)^4]=$$
$$=\varepsilon_{\text{пр}}C_0[(T_1/100)^4-(T_2/100)^4], \qquad (12.20)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}=(1/\varepsilon_1+1/\varepsilon_2-1)^{-1}$ — приведенная степень черноты системы тел.

На практике часто встречаются случаи, когда одна теплообменная поверхность находится в другой замкнутой поверхности (например, животные внутри помещения фермы). Результирующий поток излучения от поверхности *1* к поверхности *2* в таком случае определяют из выражения

$$Q_{1,2}=\varepsilon_{\text{пр}}C_0A_1[(T_1/100)^4-(T_2/100)^4], \qquad (12.21)$$

где $\varepsilon_{\text{пр}}=1/[1/\varepsilon_1+(A_1/A_2)(1/\varepsilon_2-1)]$; A_1 и A_2 — площади поверхности тел.

Рассмотрим случай теплообмена излучением между двумя телами, произвольно расположенными в пространстве (рис. 12.4). В соответствии с законом Ламберта от элементарной площадки dA_1 на поверхности первого тела на элементарную площадку dA_2 на поверхности второго тела поступает поток излучения

$$d^2Q_{1\to2}=(E_1/\pi)\cos\varphi_1 d\Omega_1 dA_1. \qquad (12.22)$$

Аналогично от площадки dA_2 на площадку dA_1 поступает поток излучения

$$d^2Q_{2\to1}=(E_2/\pi)\cos\varphi_2 d\Omega_2 dA_2. \qquad (12.23)$$

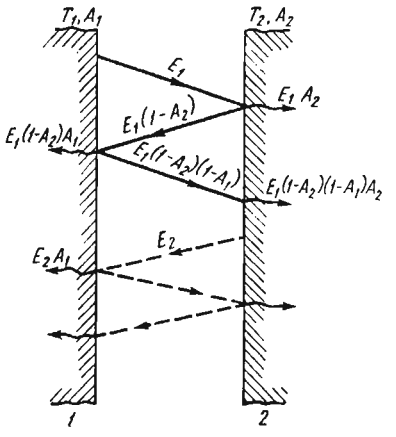


Рис. 12.3. Схема лучистого теплообмена между двумя телами.

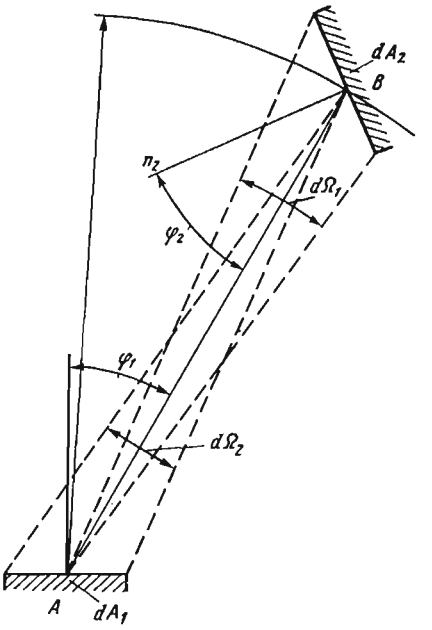


Рис. 12.4. Схема лучистого теплообмена между двумя телами, произвольно ориентированными в пространстве.

Учтем значения телесных углов $d\Omega_1$ и $d\Omega_2$, определяемых из уравнений

$$d\Omega_1 = dA_2 \cos\varphi_2/r^2 \quad \text{и} \quad d\Omega_2 = dA_1 \cos\varphi_1/r^2,$$

где r — расстояние между площадками.

Результирующий поток излучения между телами

$$d^2Q_{1,2} = d^2Q_{1\to 2} - d^2Q_{2\to 1} = [(E_1 - E_2)/(\pi r^2)] \cos\varphi_1 \cos\varphi_2 dA_1 dA_2. \quad (12.24)$$

После интегрирования получим

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4] \int_{A_1}\int_{A_2} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (12.25)$$

или

$$Q_{1,2} = \varepsilon_{\text{пр}} C_0 \varphi_{1,2} A_1 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4], \quad (12.26)$$

где $\varphi_{1,2} = \frac{1}{A_1}\int_{A_1}\int_{A_2} \frac{\cos\varphi_1 \cos\varphi_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2$ — коэффициент облученности.

Из приведенного выражения вытекает, 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_{21} и $\varphi_{2,1}$. При этом $\varphi_{1,2}A_1 = \varphi_{21}A_2$. Значение коэффициента облученности определяют аналитически или экспериментально. Для большинства встречающихся на практике случаев значения коэффициента облученности приводят в теплотехнических справочниках. Величину $\varepsilon_{\text{пр}}$ без особой погрешности можно принять равной $\varepsilon_{\text{пр}} = \varepsilon_1\varepsilon_2$.

Методы изменения интенсивности лучистого теплообмена. Из уравнения (12.26) следует, что интенсификация лучистого теплообмена может быть достигнута путем увеличения температуры излучающего тела T_1, повышения степени черноты тел, а также увеличением коэффициента $\varphi_{1,2}$, применением соответствующего расположения тел.

Для уменьшения лучистого теплообмена между телами устанавливают экраны. К примеру, в сооружениях защищенного грунта листья растений играют роль экранов, уменьшая теплообмен между почвой и внутренней поверхностью ограждения.

Пусть имеются две неограниченные плоскопараллельные поверхности, температура которых соответственно равна T_1 и T_2, причем $T_1 > T_2$. Между ними находится экран, температура которого $T_э$ неизвестна. Допустим, что тепловым сопротивлением экрана можно пренебречь. Кроме того, примем, что коэффициенты излучения тел одинаковы. Из-за стационарности процесса поток излучения от поверхности *1* к экрану равен потоку излу-

чения экрана к поверхности 2:

$$q_э = \varepsilon_{пр} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_э/100)^4] = \\ = \varepsilon_{пр} C_0 [(T_э/100)^4 - (T_2/100)^4]. \quad (12.27)$$

откуда

$$T^4_э = (T^4_1 + T^4_2)/2.$$

Искомая величина потока лучистой энергии при наличии экрана

$$q_э = 0{,}5 \varepsilon_{пр} C_0 [(T_1/100)^4 - (T_2/100)^4]. \quad (12.28)$$

Следовательно,

$$q_э = q_{1,2}/2, \quad (12.29)$$

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.

12.3. ИЗЛУЧЕНИЕ ГАЗОВ

Газы обладают неодинаковой способностью испускать и поглощать лучистую энергию. Как показывает опыт одно- и двухатомные газы с симметричными молекулами (O_2, N_2 и др.) при относительно умеренных температурах практически не излучают и не поглощают энергию и могут считаться прозрачными. Трех- и более атомные газы (CO_2, H_2O, SO_2, NH_3 и др.) обладают значительной способностью поглощать и излучать энергию.

Поглощательная способность газа зависит от его природы, температуры, плотности и спектральных характеристик падающего излучения. Содержание в газах твердых (сажи, пыли и т. д.) или жидких частиц оказывает влияние на способность газа рассеивать и отражать излучение, которое носит объемный характер в отличие от твердых непрозрачных тел, излучающих энергию тонким поверхностным слоем.

Плотность потока излучения газа определяется уравнением

$$E = \varepsilon_г C_0 (T_г/100)^4, \quad (12.30)$$

где $\varepsilon_г$ — степень черноты газа; $T_г$ — температура газа, К.

Для решения практических задач представляет интерес лучистый теплообмен между газом и поверхностью тела (стенкой). Плотность потока результирующего излучения определяют по формуле

$$q_п = \varepsilon'_с \varepsilon'_г C_0 [(T_г/100)^4 - (T_{ст}/100)^4], \quad (12.31)$$

где $\varepsilon'_с = 1/[1/\varepsilon_г - A_г(1/\varepsilon_с - 1)]$ — эффективная степень черноты стенки; $\varepsilon'_г = [\varepsilon_с - A_г(T_с/T_г)^4]/[1-(T_с/T_г)^4]$; $\varepsilon_с$ — степень черноты стенки.

Зависимость степени черноты газов от парциального давления и толщины слоя $S_г$ газа приведена в справочной литературе по теории теплообмена.

12.4. ЛУЧИСТЫЙ ТЕПЛООБМЕН В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Воздух помещения, состоящий в основном из двухатомных газов, можно считать диатермичным для потока излучения. По мере увеличения содержания в воздухе многоатомных газов (водяных паров, диоксида углерода, аммиака и др.) свойство лучепрозрачности воздуха нарушается. При относительно низких температурах, которые характерны для среды в сельскохозяйственных помещениях, а также для почвы и поверхности ограждения, излучение происходит при сравнительно узком диапазоне длин волн. Поэтому при определении интегрального излучения принимают усредненные значения коэффициентов излучения и поглощения.

В сооружениях защищенного грунта лучистый теплообмен происходит между почвой и поверхностью ограждения, от регистров шатрового обогрева на почву и на ограждение.

Плотность потока излучения от почвы на ограждения $q_{п.о}$, Вт/м², определяют по формуле

$$q_{п.о} = \varepsilon_{пр} C_0 q_{п.о} [(T_п/100)^4 - (T_о/100)^4], \qquad (12.32)$$

где $\varepsilon_{пр}$ — приведенная степень черноты для почвы и ограждения ($\varepsilon_{пр}=0{,}865$); $q_{п.о}$ — среднее значение коэффициента облученности с поверхности почвы на ограждение ($q_{п.о}=0{,}91...0{,}95$); $T_п$ — температура поверхности почвы, К; $T_о$ — средняя температура внутренней поверхности ограждения, К.

Плотность потока излучения от регистров обогрева теплицы на почву $q_{р.п}$, Вт/м²,

$$q_{р.п} = \varepsilon_{пр} C_0 \varphi_{р.п} A_{р.п} [(T_р/100)^4 - (T_п/100)^4], \qquad (12.33)$$

где $\varepsilon_{пр} = \varepsilon_р \varepsilon_п$ — приведенная степень черноты поверхности регистров обогрева $\varepsilon_р$ и поверхности почвы $\varepsilon_п$; $\varphi_{р.п}$ — усредненное значение коэффициента облученности поверхности регистров и поверхности почвы. Значение $\varphi_{р.п}$ зависит от ширины пролета теплицы. При изменении ширины теплицы B от 6 до 28 м значение $\varphi_{р.п}$ колеблется в пределах от 0,19 до 0,22 для регистров бокового обогрева и от 0,28 до 0,37 для трубопроводов верхнего обогрева; $A_{р.п}$ — площадь поверхности регистров шатрового обогрева, м²; $T_р$ — температура поверхности регистров, К; $T_п$ — температура поверхности почвы, К.

Аналогично определяют значение лучистого теплового потока от регистров шатрового обогрева на внутреннюю поверхность ограждения.

12.5. ТЕПЛООБМЕН ИЗЛУЧЕНИЕМ МЕЖДУ ЖИВОТНЫМИ И ОГРАЖДЕНИЯМИ ПОМЕЩЕНИЯ

Удельный поток излучения между поверхностью тела животного и внутренними поверхностями ограждающих конструкций определяют по формулам:

для наружных стен

$$\Phi_{ж.с}=0{,}87C_{пр}\varphi_{ж.с}A_{п}[(T_{ж}/100)^4-(T_{с}/100)^4]; \qquad (12.34)$$

для перекрытий

$$\Phi_{ж.п}=0{,}87C_{пр}\varphi_{ж.п}A_{п}[(T_{ж}/100)^4-(T_{п}/100)^4], \qquad (12.35)$$

где $A_п$ — площадь излучения; $T_ж$, $T_с$ и $T_п$ — соответственно абсолютные температуры поверхности тела животного, стен и перекрытия; $C_{пр}$ — приведенный коэффициент излучения, определяемый из уравнения

$$C_{пр}=\frac{1}{\frac{1}{C_ж}+\frac{1}{C_п}-\frac{1}{C_0}}. \qquad (12.36)$$

Здесь $C_ж$ — коэффициент излучения шерстного покрова животного, $C_ж$ = =5,4 Вт/(м²·К⁴); $C_п$ — коэффициент излучения поверхности ограждения. Для красного кирпича $C_п$=0,93, для бетона — 0,62, для штукатурки — 0,91...0,94, для досок — 0,7...0,9 Вт/(м²·К⁴).

Для животноводческих помещений можно принять следующие значения коэффициента облученности: для перекрытий $\varphi_{жп}$= =0,30...0,46; для продольных стен $\varphi_{ж.с}$=0,21...0,13 и для торцевых стен $\varphi_{ж.с}$=0,08...0,4. Начальные значения коэффициента относятся к зданиям шириной 12 м, конечные — к зданиям шириной 24 м.

Площадь излучения $A_п$ тела животного находят из уравнения

$$A_п=K_п A_ж, \qquad (12.37)$$

где $K_п$ — доля излучающей поверхности тела (принимают равной 0,8); $A_ж$ — поверхность тела животного, м²; для свиней 9,2 $m^{2/3}$, коров 10,5 $m^{2/3}$ (m — масса животного, т).

Температура шерстного покрова животного изменяется в зависимости от температуры воздуха в помещении. Для определения значения $T_ж$ следует пользоваться графиками, приведенными на рисунке 12.5.

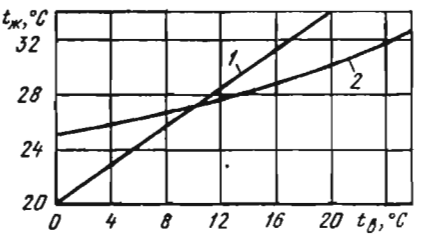


Рис. 12.5. Изменение температуры шерстного покрова животного в зависимости от температуры воздуха в помещении:
1 — для коров; *2* — для свиней.

Контрольные вопросы и задания

1. Как осуществляется лучистый теплообмен между телами? Укажите на основные особенности теплового излучения. 2. Что называют поверхностной плотностью потока интегрального излучения, а также спектральной плотностью потока излучения? 3. Дайте определение поглощательной, отражательной и пропускательной способности тела. Что такое эффективное и результирующее излучения? 4. Сформулируйте законы Планка и Вина. 5. Сформулируйте закон Стефана — Больцмана для абсолютно черного тела и для серых тел. 6. Дайте определение закона Кирхгофа. Что такое степень черноты тела? Какова ее связь с коэффициентом поглощения. 7. Сформулируйте закон Ламберта и раскройте содержание уравнений (12.14) и (12.15). 8. Рассмотрите лучистый теплообмен между телами. Приведите расчетное выражение для результирующего потока излучения от одного тела к другому. Чему равняется приведенная степень черноты, в том числе для случая, когда одно тело расположено внутри другого? 9. Дайте определение коэффициента облученности. 10. Укажите методы изменения интенсивности лучистого теплообмена между телами. Чему равняется величина потока лучистой энергии при наличии экрана? 11. Проанализируйте формулы для определения плотности потока излучения в теплицах. 12. Приведите формулы для определения потока излучения между телом животного и внутренними поверхностями ограждающих конструкций и укажите на физический смысл каждого члена уравнения. 13. Укажите на особенности излучения газов. Как вычисляют плотность потока излучения газа? 14. Как определяют плотность потока излучения от почвы на ограждения в сооружениях защищенного грунта? 15. Как вычисляют плотность потока излучения от регистров обогрева на почву? Получите выражение для определения потока излучения от регистров обогрева на ограждения.

Глава 13. ОСНОВЫ ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ

13.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Общие сведения. Теплообменником называют аппарат, 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, участвующих в теплообмене, может играть и среда, окружающая аппарат.

Теплообменники можно классифицировать по принципу действия, назначению, способу организации движения теплоносителей и другим признакам.

Смесительные теплообменники. В данных теплообменниках теплопередача происходит при непосредственном смешении теплоносителей. Эти аппараты просты, компактны и используются в том случае, если не требуется дальнейшее разделение теплоносителей (например, нагрев воды водяным паром или горячей водой). Так, при обогреве теплиц, а также в системе водяного отопления зданий горячую воду из котельной или от ТЭЦ сме-

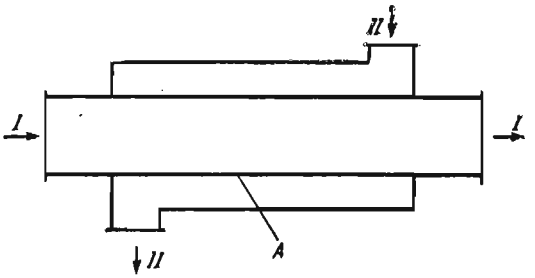


Рис. 13.1. Схема противоточного теплообменника типа «труба в трубе»:
I и *II* — теплоносители; 1 — поверхность теплообмена.

шивают с охлажденной обратной водой, поступающей от потребителя.

Рекуперативные теплообменники. У этого вида теплообменников передача теплоты от горячего теплоносителя к холодному осуществляется через разделяющую их стенку.

Простейшим рекуперативным теплообменником является *теплообменник типа «труба в трубе»* (см. рис. 13.1). Поверхностью теплообмена в нем является боковая поверхность внутренней трубы. Достоинство аппарата — простота конструкции, недостаток — громоздкость при больших поверхностях теплообмена, поэтому аппарат применяют при небольших поверхностях теплообмена.

Дальнейшим развитием теплообменника «труба в трубе» является *кожухотрубный теплообменник* (см. рис. 13.2), также относящийся к группе рекуперативных. В наружную трубу (кожух) помещена уже не одна труба, а пучок труб малого диаметра, концы которых герметично (с помощью сварки или вальцовки) закреплены в трубных решетках (досках). Трубные решетки приварены к корпусу аппарата (кожуху), и к ним через уплотнительные прокладки с помощью болтового соединения присоединены крышки. Теплообменник имеет штуцера для входа и выхода теплоносителей, один из которых движется по межтрубному пространству, а другой — по трубам. Достоинства аппарата: компактность, возможность развивать большие поверхности теплообмена в одном аппарате, удобство в эксплуатации, технологичность в изготовлении. Недостаток: затруднена очистка межтрубного пространства. Кожухотрубный теплообменник является наиболее распространенным типом теплообменного аппарата.

В последние годы широкое применение получили *пластинчатые рекуперативные теплообменники*, которые отличаются компактностью, низким гидравлическим сопротивлением и удобст-

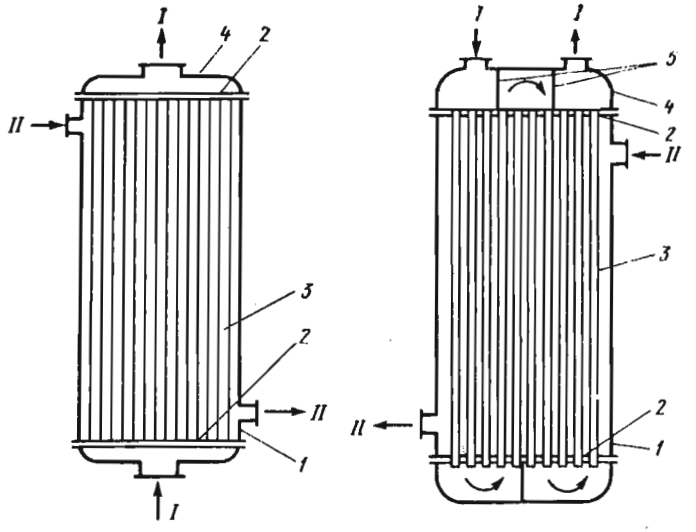


Рис. 13.2. Кожухотрубный теплообменник:
слева — одноходовой; справа — многоходовой по трубному пространству; *I* и *II* — теплоносители; *1* — корпус; *2* — трубные решетки; *3* — трубы; *4* — крышки; *5* — перегородки.

вом очистки поверхностей теплообмена. Удельная поверхность теплообмена пластинчатых теплообменников достигает 1500 м^2/м^3. Расположенные параллельно друг другу пластины образуют систему волнистых каналов шириной 3...6 мм, по которым с обеих сторон каждой пластины движутся теплоносители. Гофрировка пластин создает интенсивную турбулизацию потоков, что обеспечивает высокие коэффициенты теплопередачи [до 3800 Вт(м^2·К)].

Регенеративные теплообменники. В данных теплообменниках горячий и холодный теплоносители поочередно омывают одну и ту же теплообменную поверхность. В период контакта с горячим теплоносителем происходит разогрев насадки, которая затем в период контакта с холодным теплоносителем отдает ему аккумулированную теплоту.

Теплообменники 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.

Теплообменники с внутренними источниками теплоты. В данных теплообменниках нагрев холодного теплоносителя осуществляется не путем контакта с горячим теплоносителем, а с помощью тепловыделений в самом аппарате за счет действия электронагревателя или генератора токов высокой или сверхвысокой частоты. Например, в сельскохозяйственном производстве применяются электронагреватели воды непрерывного действия различной мощности.

13.2. РАСЧЕТ РЕКУПЕРАТИВНОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

Различают прямой (конструктивный) и обратный (поверочный) расчет теплообменника. При *конструктивном расчете* обычно известны: расход нагреваемого теплоносителя, начальная и конечная температура обоих теплоносителей. В процессе расчета выбирают тип теплообменника и определяют его тепловую мощность, расход горячего теплоносителя и поверхность теплообмена, по которой выбирают габариты аппарата. При *поверочном расчете* известны тип и размеры теплообменника, а следовательно, и поверхность теплообмена, расходы теплоносителей, их начальная температура, удельные теплоемкости и коэффициент теплопередачи. Требуется 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:

$$\Phi = m_2 c_{p2} (t_{2к} - t_{2н}) = m_2 (h_{2к} - h_{2н}), \qquad (13.1)$$

где m_2 — массовый расход холодного теплоносителя, кг/с; c_{p2} — его средняя удельная теплоемкость в интервале температур $t_{2н} \ldots t_{2к}$, Дж/(кг·К); $t_{2н}$, $t_{2к}$ — температура холодного теплоносителя на входе и выходе аппарата, К; $h_{2н}$, $h_{2к}$ — энтальпия холодного теплоносителя на входе и выходе аппарата, Дж/кг.

Общий тепловой поток, передаваемый горячим теплоносителем (с учетом теплопотерь в окружающую среду), составит, Вт:

$$\Phi_0 = C\Phi, \qquad (13.2)$$

где $C = 1{,}05 \ldots 1{,}12$ — коэффициент, учитывающий теплопотери в окружающую среду.

Расход горячего теплоносителя находим по уравнению теплового баланса, считая его агрегатное состояние постоянным,

$$\Phi_0 = m_1 c_{p1} (t_{1н} - t_{1к}) = m_1 (h_{1н} - h_{1к}), \qquad (13.3)$$

откуда

$$m_1 = \frac{\Phi_0}{c_{p1}(t_{1н} - t_{1к})}. \qquad (13.4)$$

Зная тепловой поток Φ_0, по уравнению (13.4) можно рассчитать расход теплоносителя m_1 (кг/с), необходимый для передачи теплового потока Φ_0.

Поверхность теплообмена A, необходимую для передачи теплового потока Φ от горячего теплоносителя к холодному, определяют по уравнению теплопередачи (8.45). В общем случае коэффициент теплопередачи k и разность температур теплоносителей $(t_1 — t_2)$ меняются вдоль поверхности теплообмена, поэтому уравнение справедливо только для дифференциального малого элемента поверхности dA:

$$d\Phi = k(t_1 — t_2)dA = k\Delta t dA, \qquad (13.5)$$

где $\Delta t = t_1 - t_2$

Для получения выражения для всего теплового потока проинтегрируем уравнение (13.5) от 0 до A:

$$\Phi = \int_0^A k\Delta t\, dA = k \int_0^A \Delta t dA = k\Delta t_{ср} A, \qquad (13.6)$$

где k, $\Delta t_{ср}$ — средние значения коэффициента теплопередачи и разности температур теплоносителей по всей поверхности теплообмена, Вт/(м²·К) и К, соответственно.

Характер изменения разности температур по поверхности теплообмена зависит от схемы движения теплоносителей: прямоток, противоток, перекрестный ток, смешанный ток (рис. 13.3).

При конструктивном расчете теплообменника поверхность теплообмена определяют из уравнения (13.6):

$$A = \Phi/(k\Delta t_{ср}). \qquad (13.7)$$

Для расчета теплообменника по (13.7) необходимо знать среднюю разность температур $\Delta t_{ср}$. На рисунке 13.4 показано изменение текущей разности температур $\Delta t = t_1 — t_2$ (температурно-

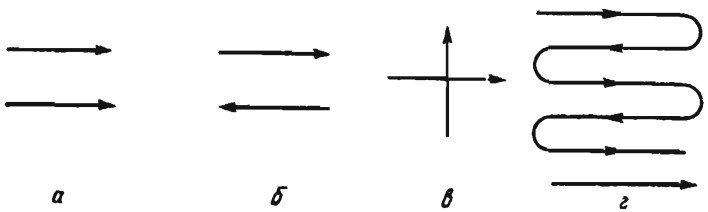


Рис. 13.3. Схемы движения теплоносителей:
а — прямоточная; *б* — противоточная; *в* — перекрестного тока; *г* — смешанного тока.

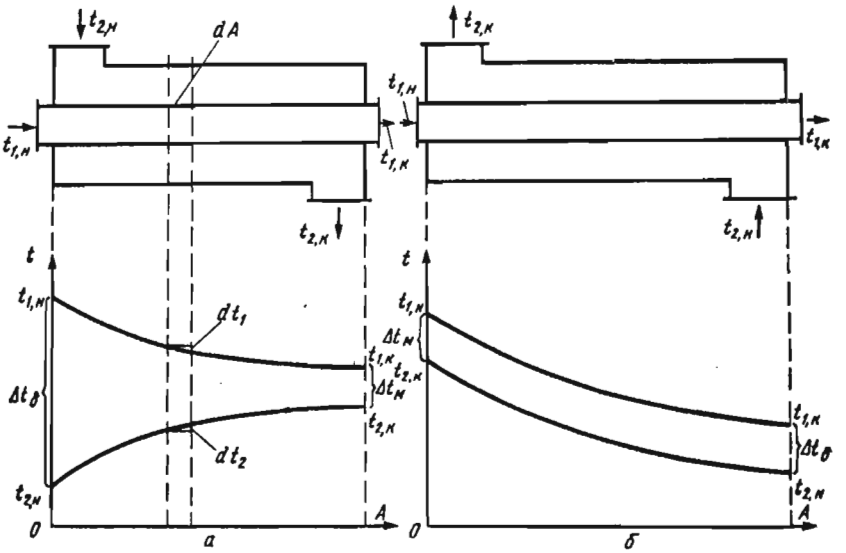


Рис. 13.4. Характер изменения температурного перепада:
а — при прямотоке; *б* — при противотоке.

го 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 рисунка 13.4, конечная температура холодного теплоносителя не может быть выше конечной температуры горячего теплоносителя). Кроме того, средняя разность температур при противотоке выше, чем при прямотоке, что обусловливает меньшую необходимую поверхность теплообмена и, следовательно, более компактный теплообменник. Прямоточная схема, однако, обеспечивает более мягкий режим нагрева, 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 прямоток. Выделим элемент поверхности dA, для которого уравнение теплового баланса

$$d\Phi = -m_1 c_{p1} dt_1 = m_2 c_{p2} dt_2, \qquad (13.8)$$

откуда

$$dt_1 = -d\Phi/(m_1 c_{p1}) = -d\Phi/C_1; \qquad (13.9)$$

$$dt_2 = d\Phi/(m_2 c_{p2}) = d\Phi/C_2, \qquad (13.10)$$

где $C_1 = m_1 c_{p1}$, а $C_2 = m_2 c_{p2}$.

Изменение температурного напора на элементе поверхности составляет

$$d\Delta t = d(t_1 - t_2) = dt_1 - dt_2 = -d\Phi/C_1 - d\Phi/C_2 = -bd\Phi, \qquad (13.11)$$

где $b = 1/C_1 + 1/C_2$; $\Delta t = t_1 - t_2$.

Выражая $d\Phi$ из уравнения теплопередачи (13.5), перепишем (13.11) в виде

$$d\Delta t = -bk\Delta t dA. \qquad (13.12)$$

Разделим в (13.12) 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 A:

$$\int_{\Delta t_н}^{\Delta t_к} \frac{d\Delta t}{\Delta t} = -bk \int_0^A dA;$$

$$\ln \frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} = bkA;$$

$$b = \ln \frac{\Delta t_н}{\Delta t_к} / kA. \qquad (13.13)$$

Проинтегрируем теперь уравнение (13.11) в пределах от $\Delta t_н$ до $\Delta t_к$ и от 0 до Φ:

$$\int_{\Delta t_н}^{\Delta t_к} d\Delta t = -b \int_0^{\Phi} d\Phi.$$

Получим

$$\Phi = \frac{1}{b} (\Delta t_н - \Delta t_к). \qquad (13.14)$$

Подставляя в (13.14) значение b из (13.13), запишем

$$\Phi = k \frac{\Delta t_н - \Delta t_к}{\ln \frac{\Delta t_н}{\Delta t_к}} A. \qquad (13.15)$$

Сопоставление (13.6) и (13.15) показывает, что при прямотоке средняя разность температур теплоносителей должна вычисляться как среднелогарифмическая величина из их значений в начале и конце поверхности теплообмена:

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_н - \Delta t_к}{\ln \frac{\Delta t_н}{\Delta t_к}}. \qquad (13.16)$$

Аналогичными выкладками можно показать, что формула (13.16) справедлива и для случая противотока. При перекрестном и смешанном токе средняя разность температур вычисляется так же, как для противотока $\Delta t_{\text{ср. прот}}$ с учетом поправки $\varepsilon_{\Delta t}$ на конкретную схему движения теплоносителей:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \Delta t_{\text{ср. прот}} \varepsilon_{\Delta t}. \qquad (13.17)$$

Процедура поверочного расчета является более громоздкой, чем прямого расчета, так как отсутствие информации о конечных температурах теплоносителей не позволяет сразу точно задать значения физических параметров теплоносителей (вязкости, теплопроводности, плотности и т. д.), выбираемых обычно по их средним температурам в аппарате. Поэтому в данном случае приходится, как правило, прибегать к методу итераций.

13.3. МЕТОДЫ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Широкое применение теплообменных аппаратов в различных отраслях промышленности и в сельском хозяйстве требует непрерывного совершенствования их конструкции. Одним из основных способов, позволяющих снизить материалоемкость, является интенсификация теплопередачи, что возможно либо за счет увеличения разности температур теплоносителей, либо повышения коэффициента теплопередачи. Первый метод часто оказывается неприемлемым по технологическим соображениям, поэтому второй метод является основным для решения этой задачи.

Коэффициент теплопередачи k в уравнении (8.43) всегда ниже меньшего из значений α_1, α_2, λ/δ, поэтому для его повышения стремятся уменьшить большее из термических сопротивлений $R_{\alpha_1} = 1/\alpha_1$, $R_{\alpha_2} = 1/\alpha_2$, $R_\lambda = \delta/\lambda$, так как уменьшение значений других термических сопротивлений не приведет к существенному росту k. Снизить термическое сопротивление при конвективном теплообмене можно за счет увеличения скорости движения теплоносителя, повышения степени турбулентности потока, оребрения поверхности теплообмена со стороны теплоносителя, имеющего низкий коэффициент теплообмена.

Эффективными методами интенсификации теплообмена являются:

искусственная турбулизация потока в пристенной зоне (например, за счет накатки канавок на трубах, периодического рассечения и относительного смещения ребер теплообменника, штамповки на ребрах поперечных выступов и канавок);

закрутка потока внутри витых овальных труб и поперечное обтекание пучков витых труб и стержней;

управляемый отрыв пограничного слоя при поперечном обтекании пучков труб за счет создания на них специальных турбулизаторов.

Коэффициенты теплообмена для газов при одних и тех же условиях имеют значение, на два порядка меньшее, чем для жидкостей, поэтому в случае теплообмена между теплоносителями «газ — жидкость» стремятся повысить интенсивность теплообмена со стороны поверхности стенки, обращенной к газу. Эффективным решением данной задачи является оребрение поверхности стенки, обращенной к газовому потоку. Это позволяет снизить соответствующее термическое сопротивление теплоотдачи. Примером оребрения теплообменных поверхностей могут служить радиаторы отопления, а также систем охлаждения автомобилей, оребренные корпуса двигателей внутреннего сгорания и т. д.

Контрольные вопросы и задания

1. Назовите типы теплообменных аппаратов и поясните принцип их действия. 2. Какие существуют разновидности теплового расчета рекуперативных теплообменников? Что является целью расчета? 3. Напишите уравнение теплопередачи в дифференциальной и интегральной формах. 4. Напишите формулу для расчета теплового потока в рекуперативном теплообменнике. 5. Что такое средняя разность температур и как она рассчитывается? 6. Какие встречаются на практике схемы движения теплоносителей? 7. Дайте сравнительный анализ прямоточной и противоточной схем движения теплоносителей. 8. Какие существуют методы интенсификации процессов теплопередачи в теплообменных аппаратах?

Глава 14. ТЕПЛОМАССООБМЕН В ДВУХКОМПОНЕНТНЫХ СРЕДАХ

14.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЯ

В промышленности и сельскохозяйственном производстве широко распространены различные массообменные процессы: сушка, абсорбция, адсорбция, экстракция, дистилляция, растворение, кондиционирование воздуха.

Любая среда (твердая, жидкая, газообразная) может состоять из элементарных частиц либо одного вида (например, молекул), либо различного вида (различной химической природы). *Компонентом* среды называют всякое химически индивидуальное вещество. Часть неоднородной термодинамической системы, ограниченная поверхностями раздела, называется *фазой*.

Фаза может характеризоваться равномерным или неравномерным распределением ее компонентов по объему. В изобарно-изотермных условиях выравнивание компонента по объему среды происходит под действием химического потенциала.

Химическим потенциалом называют приращение внутренней энергии рассматриваемой фазы системы при увеличении массы данного компонента на единицу, если энтропия, объем и массы всех остальных компонентов фазы остаются постоянными. При неравномерном распределении компонентов в однофазной среде поле химического потенциала неоднородно и в ней происходят самопроизвольные процессы выравнивания концентраций отдельных компонентов.

Массообменом называют самопроизвольный необратимый процесс переноса массы данного компонента в пространстве с неоднородным полем химического потенциала этого компонента (в простейшем случае с неоднородным полем концентрации или парциального давления этого компонента).

Перенос массы может происходить в пределах одной фазы или из одной фазы в другую. Массообмен через поверхность раздела или проницаемую стенку между двумя веществами или фазами называют *массопередачей.* Вещество, переходящее при массопередаче из одной фазы в другую, носит название *распределяемого вещества* или *целевого компонента.* Поверхность раздела фаз, участвующих в массообмене, называют *поверхностью массообмена.*

Для выражения интенсивности массообмена используют понятия потока массы и плотности потока массы. Под *потоком массы* данного компонента смеси понимают его массу, проходящую в единицу времени через произвольную поверхность. Если масса вещества выражена в кг, а время в с, то поток массы имеет размерность кг/с. Поток массы, отнесенный к единице площади поверхности, называют *плотностью потока массы.* При выражении массы вещества в кг, времени в с, площади поверхности, через которую проходит поток, в $м^2$, плотность потока массы имеет размерность 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 определяют как вектор, проекция которого на произвольное направление есть местная плотность потока массы, проходящего через площадку, перпендикулярную к выбранному направлению.

Совокупность мгновенных значений концентрации компонента в среде называют *концентрационным полем*: $C=C(x, y, z)$. Оно может быть *однородным* [концентрация компонента в рассматриваемый момент времени постоянна по объему фазы: $C(x, y, z)|_\tau=\text{const}$] и, наоборот, *неоднородным* [$C(x, y, z)|_\tau=\text{var}$], а также *стационарным* (не изменяющимся во времени) или *нестационарным* (изменяющимся во времени). Совокупность точек неоднородного концентрационного поля, имеющих одинаковую концентрацию, образует *изоконцентрационную поверхность.*

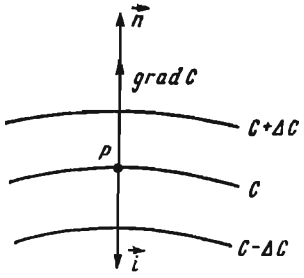


Рис. 14.1. Расположение векторов n, grad C, i.

Описание процессов массообмена во многом аналогично описанию процессов теплообмена. Эта аналогия становится особенно полной, когда в качестве движущей силы массопереноса принимается химический потенциал. Однако использование химического потенциала в качестве движущей силы неудобно на практике, поскольку он, как правило, не может быть измерен непосредственно. Поэтому в практических расчетах движущую силу обычно выражают через разности или градиенты концентрации распределяемого вещества, что порождает большее различие в описании процессов тепло- и массообмена.

14.2. ДИФФУЗИЯ И ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Перенос вещества в смеси, обусловленный тепловым движением микрочастиц (например, молекул), называется *молекулярной диффузией.* Она может происходить в твердых, жидких и газообразных средах. Молекулярную диффузию, вызываемую неоднородным распределением концентраций компонентов в смеси, называют *концентрационной диффузией.* Концентрационная диффузия описывается обычно на основе закона, согласно которому плотность потока массы диффундирующего компонента прямо пропорциональна градиенту его концентрации:

$$\vec{i} = -D \operatorname{grad} C, \qquad (14.1)$$

где $\vec{i}$ — вектор плотности потока массы, кг/(м²·с); C — концентрация распределяемого компонента, кг/м³.

Для одномерного случая (перенос вещества вдоль только одной координаты) закон концентрационной диффузии был впервые установлен Фиком и поэтому носит его имя. Трехмерный случай (перенос вещества одновременно по трем декартовым координатам) был обобщен Нернстом и поэтому в записи (14.1) называется *законом Нернста.*

Под *градиентом концентрации* понимают вектор, направленный по нормали к изоконцентрационной поверхности в сторону увеличения концентрации и численно равный частной производной от концентрации по этому направлению (рис. 14.1):

$$\operatorname{grad} C = \frac{\partial C}{\partial n} \vec{1n}, \qquad (14.2)$$

где $\vec{1n}$ — единичный вектор, направленный по нормали в сторону возрастания концентрации.

Коэффициент пропорциональности D в уравнении (14.1) называют *коэффициентом молекулярной диффузии* или просто *коэффициентом диффузии*. Он имеет размерность м²/с и определяет количество массы, прошедшей за единицу времени через единицу поверхности, нормальную вектору диффузионного потока, при градиенте концентрации, равном единице: $D = -\frac{\vec{i}}{\operatorname{grad} C}$. Знак «—» в уравнении (14.1) учитывает разнонаправленность векторов $\operatorname{grad} C$ и $\vec{i}$.

Закон диффузии, описываемый уравнением (14.1), является аналогом основного закона теплопроводности (закона Фурье), выражаемого уравнением (8.2), а коэффициент диффузии D — аналогом теплопроводности λ. Так же, как уравнению (8.2) при $\lambda = \text{const}$ соответствует дифференциальное уравнение теплопроводности (8.12), так и при $D = \text{const}$ уравнению (14.1) соответствует дифференциальное уравнение диффузии, которое может быть получено аналогично:

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} = D\left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2}\right), \qquad (14.3)$$

где x, y, z — декартовы координаты; τ — время.

Сопоставление уравнений (14.3) и (8.11), (8.12) выявляет их аналогию, которая, однако, не является полной: дифференциальное уравнение диффузии аналогично дифференциальному уравнению теплопроводности для материалов с единичной объемной теплоемкостью, при этом коэффициент диффузии D, являясь аналогом теплопроводности λ, одновременно аналогичен температуропроводности a материалов при $c' = c\rho = 1$. Эта неполнота аналогии обусловлена тем, что в уравнениях (14.1), (14.3) в качестве потенциала массопереноса принят не химический потенциал, являющийся аналогом температуры, а концентрация.

Интегрирование (14.3) при соответствующих условиях однозначности, отвечающих тому или иному реальному процессу, дает функцию $C = f(x, y, z, \tau)$. Как и для теплопроводности, условия однозначности включают в себя: физические, геометрические, начальное и граничные условия, которые могут быть заданы аналогично таковым в теории теплопроводности.

В капиллярно-пористых и коллоидных капиллярно-пористых материалах (к числу последних принадлежат и материалы растительного происхождения) массоперенос в общем случае осуществляется за счет действия различных механизмов.

Условно упрощая сложный процесс массопереноса в твердой фазе при сушке, постулируют, что он описывается уравнением массопроводности, аналогичным уравнению молекулярной диф-

фузии (14.1):

$$\vec{i} = -a_m \operatorname{grad} C, \qquad (14.4)$$

где a_m — коэффициент массопроводности (называемый также коэффициентом диффузии влаги), который является аналогом коэффициента молекулярной диффузии, м²/с.

Уравнение (14.1) используется также для описания массопереноса в твердой фазе при адсорбции* и экстрагировании**. Коэффициент пропорциональности в уравнении (14.1) называется *эффективным коэффициентом диффузии* D_e, зависящим от собственно коэффициента молекулярной диффузии и характеристик пористой структуры твердой фазы.

14.3. МАССО- И ТЕПЛООТДАЧА

В движущейся среде масса переносится одновременно конвекцией (за счет движения самой среды) и диффузией. Массообмен, обусловленный совместным действием конвективного переноса вещества и молекулярной диффузии, носит название *конвективного массообмена.*

В практических задачах большое значение имеет конвективный массообмен между жидкой или твердой поверхностью и окружающей средой. По аналогии с теплоотдачей конвективный массообмен между движущейся средой и поверхностью раздела с другой средой (твердым телом, жидкостью или газом) называют *массоотдачей.*

Для количественного описания массоотдачи используется *закон массоотдачи (закон Щукарева)*:

$$i = \beta (C_п - C_с), \qquad (14.5)$$

где i — плотность потока массы от поверхности раздела фаз в ядро потока (или наоборот), кг/(м²·с); $C_п$, $C_с$ — концентрация распределяемого вещества у поверхности раздела фаз и в ядре потока (среды), соответственно, кг/м³ (рис. 14.2).

При расчетах по уравнению (14.5) разность $(C_п - C_с)$ всегда берется по модулю. Коэффициент пропорциональности β в уравнении (14.5) носит название *коэффициента массообмена****, он имеет разномерность м/с и выражает собой массу, прошедшую

---

* Адсорбция — поглощение газов и паров твердыми пористыми материалами.

** Экстрагирование — извлечение целевого компонента из материалов с помощью растворителей.

*** По аналогии с коэффициентом теплообмена.

в единицу времени через единицу поверхности контакта фаз при разности концентраций ($C_п$—$C_с$), равной единице: $\beta = i/(C_п - C_с)$.

Уравнение массоотдачи (14.5) является аналогом уравнения теплоотдачи (10.1), а коэффициент массообмена β является аналогом коэффициента теплообмена α. Величина, обратная коэффициенту массообмена β, носит название *диффузионного сопротивления пограничного слоя*: $R_\beta = 1/\beta$.

При массоотдаче в газовой фазе, используя закон состояния идеального газа, в соответствии с которым $C = p/(RT)$, уравнение (14.5) можно преобразовать к виду

$$i = \beta\left(\frac{p_п}{RT} - \frac{p_с}{RT}\right) = \frac{\beta}{RT}(p_п - p_с) = \beta_p(p_п - p_с), \qquad (14.6)$$

где $p_п$, $p_с$ — парциальные давления распределяемого компонента у поверхности раздела фаз и в ядре потока, Па; R — газовая постоянная, Дж/(кг·К); $\beta_p = \beta/(RT)$ — коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений $(p_п - p_с)$, кг/(м²·с·Па).

Уравнение (14.6) впервые было получено Э. Дальтоном в 1788 г.

При омывании поверхности массообмена движущейся средой в последней помимо гидродинамического и теплового формируется диффузионный пограничный слой, в пределах которого наблюдается изменение концентрации распределяемого компонента от значения $C_п$ у поверхности массообмена до значения $C_с$ в ядре потока. Диффузионный пограничный слой, поскольку в нем движение среды заторможено, а турбулентные пульсации ограничены или отсутствуют, оказывает основное сопротивление массоотдаче.

Градиент концентрации в диффузионном слое может быть направлен как к поверхности массообмена (сушка, сублимация, испарение со свободной поверхности жидкости, десорбция, растворение), так и от нее (конденсация, абсорбция*, адсорбция, десублимация). В совместно протекающих процессах тепло- и массоотдачи он может либо совпадать по направлению с градиентом температуры в тепловом пограничном слое (конденсация), либо нет (испарение со свободной поверхности жидкости, конвективная сушка). На рисунке 14.2 в качестве примера показано распределение концентрации пара и температуры у поверхности высушиваемого материала при конвективной сушке; в данном случае, как видно из рисунка, градиенты температуры и концентрации направлены в разные стороны.

В процессах испарения со свободной поверхности, сушки, сублимации и конденсации пара из парогазовой смеси поверхность

* Абсорбция — поглощение газов и паров жидкостями.

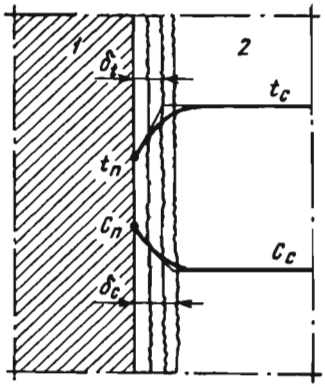


Рис. 14.2. Распределение концентрации пара и температуры у поверхности высушиваемого материала при конвективной сушке:

1 — твердая фаза; *2* — газовая фаза; $\delta_т$ и δ_c — толщина теплового и диффузионного пограничных слоев.

массообмена является *полупроницаемой*, т. е. проницаемой для пара и непроницаемой для газа. Диффузия пара через пограничный слой вызывает встречную диффузию газа (взаимодиффузия). Поскольку общее давление парогазовой смеси в пограничном слое постоянно: $p = p_п + p_г = \text{const}$ ($p_п$, $p_г$ — парциальные давления пара и газа), то перемещение газа к поверхности массообмена (при испарении, сушке, сублимации) или от нее (конденсация, десублимация) должно компенсироваться общим конвективным потоком парогазовой смеси. Теоретический анализ этого явления приводит к следующему уравнению для плотности диффузионного потока пара через пограничный слой:

$$\vec{i}_п = -D \frac{p}{p - p_п} \operatorname{grad} C_п, \qquad (14.7)$$

где $\vec{i}_п$ — вектор плотности диффузионного потока пара, кг/(м²·с); p, $p_п$ — общее давление и парциальное давление пара, Па.

Уравнение (14.7) носит название *уравнения Стефана*, впервые его получившего. Сомножитель $p/(p-p_п)$ дает поправку на стефанов поток (поперечный поток парогазовой смеси).

14.4. МАССО- И ТЕПЛОПЕРЕДАЧА

Рассмотрим массопередачу из одной фазы в другую через поверхность раздела фаз (рис. 14.3).

Пусть обе фазы являются двухкомпонентными; концентрация распределяемого компонента в ядре потока первой фазы C_1, а в ядре потока второй фазы C_2. В состоянии термодинамического равновесия рассматриваемой системы температуры, давления и химические потенциалы компонентов обеих фаз равны: $T_1 = T_2$, $p_1 = p_2$, $\mu_1 = \mu_2$.

При этом количество молекул распределяемого вещества, переходящее из фазы *1* в фазу *2*, равно такому же их количеству возвращающихся обратно за тот же промежуток времени и через ту же поверхность контакта фаз, т. е. результирующий поток компонента равен нулю.

Из-за различия физико-химических свойств фаз равновесные концентрации распределяемого компонента в фазах при этом

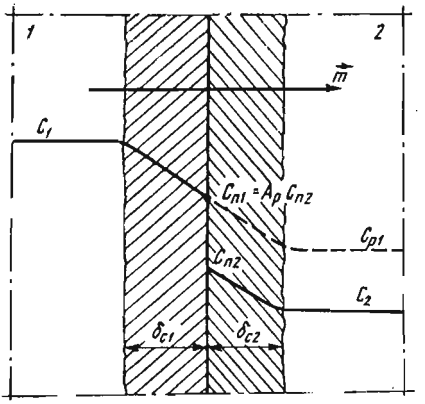


Рис. 14.3. Схема массопередачи из фазы 1 в фазу 2 (система без твердой фазы, $C_1 > C_{p1}$); δ_{c1} и δ_{c2} — толщина диффузионных пограничных слоев первой и второй фазы.

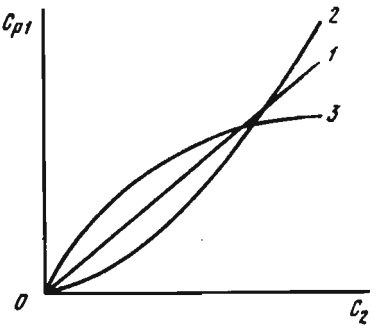


Рис. 14.4. Равновесная зависимость $C_{p1}=f(C_2)_{т.р}$:
1 — линейная; *2* — вогнутая; *3* — выпуклая.

различны, но вполне определенны: каждой концентрации C_1 соответствует своя, равновесная ей концентрация C_{p2}, и наоборот, концентрации C_2 соответствует равновесная ей концентрация C_{p1}, т. е. при T, $p=\text{const}$ и $C=\text{var}$ имеют место равновесные зависимости (концентрационные функции равновесия): $C_{p1}=f_1(C_2)_{т,р}$ и $C_{p2}=f_2(C_1)_{т,р}$. На рисунке 14.4 в качестве примера показаны некоторые возможные конфигурации функций равновесия. Вид функции равновесия определяется конкретной системой и значениями T и p.

Допустим, что $T_1=T_2$, $p_1=p_2$, но одна из фаз (например, *1*) содержит избыток распределяемого вещества по отношению к состоянию концентрационного равновесия ($C_1 > C_{p1}$). В этих условиях начнется результирующий перенос его из фазы *1* в фазу *2*, т. е. массопередача (рис. 14.3). Истинной движущей силой массопередачи является разность химических потенциалов ($\mu_1 - \mu_2$). Однако, как уже отмечалось, на практике обычно предпочитают оперировать понятиями не химических потенциалов, а концентраций, где движущей силой массопередачи является разность концентраций фактической и равновесной.

Для описания массопередачи используют *уравнение массопередачи*, согласно которому количество вещества, передаваемого из одной фазы в другую в единицу времени, прямо пропорционально поверхности раздела фаз и разности концентраций (фактической и равновесной), взятой по концентрации распределяемого вещества в другой фазе. Поскольку в массопередаче участвуют две фазы, то уравнение массопередачи можно записать по

одной или другой фазе, например при $C_1 > C_{p1}$:

$$m = iA = K_1 (C_1 - C_{p1}) A \tag{14.8}$$

или

$$m = iA = K_2 (C_{p2} - C_2) A, \tag{14.9}$$

где m — количество распределяемого вещества, передаваемого из фазы *1* в фазу *2* через поверхность раздела фаз A в единицу времени, кг/с; C_{p1} и C_{p2} — равновесные концентрации.

Разности концентраций $(C_1 - C_{p1})$ и $(C_{p2} - C_2)$ в уравнениях (14.8) и (14.9) называют *движущими силами массопередачи* (соответственно по первой и второй фазам), которые берут по модулю (от большей концентрации вычитают меньшую). Коэффициенты пропорциональности K_1 и K_2 в этих уравнениях — *коэффициенты массопередачи*: они связаны друг с другом соотношением

$$K_1 (C_1 - C_{p1}) = K_2 (C_{p2} - C_2). \tag{14.10}$$

Размерность коэффициента массопередачи зависит от способа выражения концентраций: если концентрации выражены в кг/м^3, а m — в кг/с, то коэффициент массопередачи имеет размерность (м/с). С физической точки зрения коэффициент массопередачи выражает массу распределяемого компонента, прошедшего через единичную поверхность раздела фаз в единицу времени при движущей силе массопередачи, равной единице: $K_1 = i/(C_1 - C_{p1})$, $K_2 = i/(C_{p2} - C_2)$.

14.5. ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫЕ УРАВНЕНИЯ КОНВЕКТИВНОГО МАССО- И ТЕПЛООБМЕНА. ТРОЙНАЯ АНАЛОГИЯ

Дифференциальное уравнение конвективного массообмена*, описывающее массоперенос в движущейся среде, выводится аналогично дифференциальному уравнению энергии. В отсутствие источников массы уравнение конвективного массообмена при $D = \text{const}$ имеет вид

$$\frac{\partial C}{\partial \tau} + v_x \frac{\partial C}{\partial x} + v_y \frac{\partial C}{\partial y} + v_z \frac{\partial C}{\partial z} = D \left(\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \right), \tag{14.11}$$

или

$$DC/d\tau = \Delta C, \tag{14.12}$$

где

$$\frac{DC}{\partial \tau} = \frac{\partial C}{\partial \tau} + v_x \frac{\partial C}{\partial x} + v_y \frac{\partial C}{\partial y} + v_z \frac{\partial C}{\partial z} —$$

субстанциальная пронзводная;

$$\Delta = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} —$$

оператор Лапласа; v_x, v_y, v_z — компоненты скорости потока, м/с.

---

* Называемое также дифференциальным уравнением конвективной диффузии.

Первое слагаемое левой части уравнения (14.11) характеризует изменение концентрации распределяемого вещества в произвольной неподвижной точке с координатами x, y, z во времени τ; слагаемые с компонентами скорости — изменение концентрации в указанной точке за счет движения потока; слагаемые правой части уравнения — изменение концентрации, вызванное молекулярной диффузией. Уравнение (14.11) записано в общей форме; в частных случаях (одномерное движение, отсутствие молекулярной диффузии и т. д.) оно принимает более простой вид.

При $v_x = v_y = v_z = 0$ уравнение (14.11) переходит в дифференциальное уравнение молекулярной диффузии (14.3).

Интегрирование уравнения (14.11) при соответствующих условиях однозначности дает значение концентрации как функции координат и времени: $C = C(x, y, z, \tau)$. Однако это решение может быть получено в аналитическом виде только для наиболее простых случаев. В общем случае неоднородного поля скоростей (например, в случае движения потока вблизи поверхности раздела фаз) уравнение (14.11) нужно интегрировать совместно с уравнениями движения Навье — Стокса, описывающими скоростное поле, и уравнением неразрывности, что представляет сложную задачу. Поэтому основным путем исследования конвективного массообмена (как и конвективного теплообмена) является экспериментальный путь с привлечением теории подобия. Цель такого исследования состоит обычно в установлении опытных критериальных зависимостей для расчета коэффициента массообмена.

При массоотдаче плотность потока массы у поверхности раздела фаз можно выразить через уравнение массообмена (14.5) и через уравнение молекулярной диффузии (14.1):

$$i = \beta (C_{\text{п}} - C_{\text{с}}) = -D \left(\frac{\partial C}{\partial n} \right)_{\text{п}}. \qquad (14.13)$$

Преобразуя уравнение (14.13) методами теории подобия, получим массообменное число Нуссельта:

$$\text{Nu}_m = \beta l / D, \qquad (14.14)$$

где l — характерный размер, м.

Анализируя уравнение конвективного массообмена (14.11), получим критерии (числа) Рейнольдса и Прандтля для массообмена:

$$\text{Re} = vl/\nu \quad \text{и} \quad \text{Pr}_m = \nu / D, \qquad (14.15)$$

где ν — кинематическая вязкость, м^2/с.

Число Nu_m выражает соотношение сопротивлений диффузии пограничного слоя $R_D = l/D$ и массоотдачи $R_\beta = 1/\beta$: $\text{Nu}_m = R_D / R_\beta$;

критерий Pr_m характеризует физические свойства среды, существенные для массоотдачи. Число Нуссельта массообменное является аналогом числа Нуссельта теплового: $Nu=(\alpha l)/\lambda$, а число Прандтля массообменное — аналогом числа Прандтля теплового: $Pr=\nu/a$. В иностранной литературе массообменные числа Нуссельта и Прандтля называют также соответственно *числами Шервуда*: $Sh=(\beta l)/D$ и *Шмидта*: $Sc=\nu/D$.

Из числа обсуждаемых критериев Nu_m является определяемым, поскольку он содержит искомую величину — коэффициент массообмена β, а критерии Re и Pr_m — определяющими, так как они составлены из величин, заданных по условию задачи. Поэтому критериальное уравнение конвективного массообмена при вынужденном движении среды записывается обычно в виде

$$Nu_m=f(Re,\ Pr_m) \tag{14.16}$$

или, как правило, в форме степенной функции

$$Nu_m=CRe^mPr^n{}_m, \tag{14.17}$$

где C, m, n — опытные константы.

Критериальное уравнение для расчета Nu_m может содержать и другие определяющие критерии, наличие или отсутствие которых зависит от конкретных условий задачи.

Совместное рассмотрение уравнений конвективного массообмена (14.11), энергии (10.4) и движения (10.5) обнаруживает их *тройную аналогию*.

Согласно третьей теореме подобия явления подобны, если они описываются одним и тем же дифференциальным уравнением и имеют подобные условия однозначности. Поэтому в сходственные моменты времени и благодаря отмеченной тройной аналогии должны быть подобны поля концентраций, температуры и скоростей. Следовательно, критериальное уравнение конвективного теплообмена (10.21) может быть использовано для расчета коэффициента массообмена β, а критериальное уравнение конвективного массообмена (14.17) — для расчета коэффициента теплообмена α, при одних и тех же численных значениях констант C, m, n — для одних и тех же условий тепло- и массообмена.

Непосредственные измерения показывают, однако, что диффузионный, тепловой и гидродинамический пограничные слои имеют различную толщину, а поля концентраций, температуры скоростей в них в общем случае не подобны друг другу. Следовательно, можно говорить лишь о приближенной тройной аналогии. Эта приближенность обусловлена, в частности, зависимостью физических параметров D, λ, ν, a, c от температуры и концентрации и рядом других причин.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое массообмен, массопередача, поток и плотность потока массы, концентрационное поле, распределяемое вещество, изоконцентрационная поверхность, поверхность массообмена? 2. Сформулируйте закон концентрационной диффузии, сопоставьте его с основным законом теплопроводности (законом Фурье), раскройте физический смысл коэффициента диффузии. 3. В чем проявляется взаимосвязь процессов диффузии и теплопроводности? 4. Сформулируйте закон массоотдачи, сопоставьте его с законом теплоотдачи, раскройте физический смысл коэффициента массообмена. 5. Запишите уравнение Дальтона для массоотдачи в газовой фазе; какова взаимосвязь коэффициентов β и β_p? 6. Что такое стефанов поток, когда и почему он возникает? Запишите уравнение диффузии с поправкой на стефанов поток. 7. Что является потенциалом изобарно-изотермического массопереноса? Что такое равновесная концентрационная зависимость? Почему движущую силу массообмена выражают обычно через разности (градиенты) концентраций? 8. Запишите уравнения конвективного массо- и теплообмена, движения и сопоставьте их. В чем состоит тройная аналогия и почему она является приближенной? 9. Как рассчитывают коэффициент массообмена? Каков физический смысл критериев Nu_m и Pr_m?

Глава 15. ТОПЛИВО И ОСНОВЫ ТЕОРИИ ГОРЕНИЯ

15.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ И КЛАССИФИКАЦИЯ ТОПЛИВА

Основным источником тепловой энергии является топливо, которым, по определению Д. И. Менделеева, называется «*горючее вещество, умышленно сжигаемое для получения теплоты*». По агрегатному состоянию топливо делят на твердое, жидкое и газообразное. Топливо может быть органическим и ядерным, а по происхождению — природным и искусственным.

В таблице 1 приведена классификация топлива по его происхождению и агрегатному состоянию.

1. Общая классификация топлива

Агрегатное состояние	Происхождение	
	природное	искусственное
Газообразное	Природный и попутный газы	Газы генераторный, доменный, светильный, коксовый биогаз и др.
Жидкое	Нефть	Топочные мазуты, топливо печное бытовое, дизельное топливо, бензины, керосины и др.
Твердое	Антрацит, каменный уголь, горючие сланцы, торф, дрова, отходы сельскохозяйственного производства	Кокс, полукокс, торфяные и каменноугольные брикеты, древесный уголь

При сжигании органического топлива теплота выделяется в результате реакций соединения горючих элементов с кислородом воздуха, а при использовании ядерного топлива тепловая энергия выделяется при реакциях распада атомных ядер некоторых тяжелых элементов (U^{235}, Pu^{239} и U^{233}, получаемых из воспроизводящих нуклидов соответственно U^{238} и Th^{232}). Ядерное топливо выделяет теплоты в миллион раз больше, чем лучшее органическое топливо.

В настоящее время основным источником получения тепловой энергии является органическое топливо. Примерно 70% энергии, вырабатываемой и потребляемой на земном шаре, получают за счет сжигания органического топлива и 30% — за счет энергии воды, ветра, солнца и ядерного топлива.

В СССР сосредоточено более половины мировых ресурсов угля и торфа, более четверти природного газа, а также 12% мирового гидропотенциала рек.

С каждым годом в сельскохозяйственном производстве возрастает потребление нефтепродуктов и природного газа. В дальнейшем предусматривается более широкое использование местных видов топлива.

15.2. СОСТАВ И ХАРАКТЕРИСТИКИ ТОПЛИВА

Общие сведения. В состав органического топлива входят соединения горючих и негорючих элементов. Твердое и жидкое топливо содержит горючие вещества: углерод C, водород H, летучую серу $S_л$ и негорючие вещества: кислород O, азот N, золу A и влагу W.

Серу, содержащуюся в топливе, обычно делят на горючую и негорючую. Негорючая сера входит в состав минеральной части топлива. Горючая сера (летучая) подразделяется на органическую $S_{ор}$ и колчеданную $S_к$, входящую в состав серного колчедана FeS_2, $S_л = S_{ор} + S_к$. Хотя колчеданная сера входит в состав минеральной части, она принимает участие в процессе горения.

Минеральные примеси, попадающие в топливо, образуют золу A, которая не участвует в процессе горения и снижает тепловую ценность топлива.

Органические топлива характеризуются *органической, горючей, сухой и рабочей массой.* Каждой составляющей массы топлива присваивается соответствующий надстрочный индекс.

Органическая масса:

$$C^o + H^o + S^o + O^o + N^o = 100\ \%. \qquad (15.1)$$

Сера органической массы S^o не содержит колчеданную.

Горючая масса (сухая беззольная):

$$C^г + H^г + S^г_л + O^г + N^г = 100\ \%. \qquad (15.2)$$

Состав горючей массы определяет свойства топлива как горючего материала.

Сухая масса:

$$C^c+H^c+S^c_л+O^c+N^c+A^c=100\ \%. \qquad (15.3)$$

В состав сухой массы входят все вещества, включая золу.

Рабочая масса:

$$C^p+H^p+S^p_л+O^p+N^p+A^p+W^p=100\ \%. \qquad (15.4)$$

Общая масса топлива, включая золу и влагу, называется рабочей. Расчеты, связанные с анализом процесса горения, как правило, проводят по рабочей массе.

Приведение элементного состава топлива от одной массы к другой производится с помощью пропорции или соответствующих коэффициентов.

Состав газов записывают в виде суммы объемного содержания компонентов в процентах:

$$CH_4+H_2+CO+C_nH_m+O_2+N_2+H_2S=100\ \%. \qquad (15.5)$$

Состав топлива необходимо знать для сведения материального баланса процесса горения. Кроме того, состав определяет тепловую ценность топлива, которая характеризуется его *удельной теплотой сгорания* Q, т. е. количеством теплоты, выделяемым при полном сгорании 1 кг жидкого или твердого топлива (кДж/кг) или 1 м^3 газообразного топлива при нормальных условиях (кДж/м^3). Удельную теплоту сгорания можно определить расчетным или опытным методом в калориметрической установке.

При определении удельной теплоты сгорания топлива по элементному составу пользуются формулами, предложенными Д. И. Менделеевым. Из них видно, что теплота сгорания топлива равна сумме теплот, выделяемых при сгорании его отдельных элементов.

Формула для высшей удельной теплоты сгорания жидкого или твердого топлива имеет следующий вид:

$$Q_в=339C+1256H-109(O-S),\ кДж/кг. \qquad (15.6)$$

Для испарения 1 кг влаги расходуется 2512 кДж. Учитывая, что W дано в процентах, то можно считать, что теплота, идущая на испарение влаги, равна $25W$.

Низшая теплота сгорания жидкого или твердого рабочего топлива определяется по формуле

$$Q^p_н=339C+1030H-109(O-S)-25W,\ кДж/кг, \qquad (15.7)$$

где коэффициенты выражают теплоту сгорания отдельных элементов, деленную на 100; C, H, O, S — содержание различных элементов в топливе, %.

Теплоту сгорания газообразного топлива относят к 1 м^3 сухого газа в нормальных условиях и находят через теплоты сго-

рания составляющих его элементов:

$$Q^{c}_{н} = 358CH_4 + 638C_2H_6 + 913C_3H_8 + 108H_2 + 126CO + 590C_2H_4 + 234H_2S, \text{ кДж/м}^3. \quad (15.8)$$

где CH_4, C_2H_6 и т. д. — содержание соответствующих компонентов в смеси газа, % по объему.

Планирование, экономические расчеты и сравнение показателей теплоэнергетических установок должны осуществляться на единой базе. Для этого вводится понятие *условного топлива*, теплота сгорания которого принята равной 29,35 МДж/кг, что соответствует теплоте сгорания малозольного сухого угля.

Газообразное топливо. Оно используется в котельных установках, теплогенераторах, водонагревателях, газовых отопительных приборах, а также в двигателях внутреннего сгорания.

Природный газ в основном состоит из метана с незначительной примесью других углеводородов и инертных газов. Примерный состав природного газа в % по объему следующий: метан — 85...99; этан 1,0...8,0; пропан, бутан — 0,5...3; азот — 0,5... 0,7; углекислота — до 1,8.

Сжатый газ получают из природных, попутных нефтяных, коксовых газов и т. п. Основными компонентами сжатых газов являются метан, оксид углерода, водород, примеси азота, углекислого газа, водяных паров, сероводорода, аммиака и др.

Применение сжатых газов наиболее выгодно в сельских районах, расположенных около газовых магистралей, а также вблизи мест добычи и переработки газа. Сжатые газы используют в автомобилях, для чего на них устанавливают баллоны вместимостью 50 л, рассчитанные на рабочее давление 20 МПа.

Сжиженные газы находят широкое применение в быту, а также используются на автомобильном транспорте. Эти газы являются продуктами первичной переработки нефти или попутными. Основными компонентами в сжиженных газах являются бутан и пропан, и в небольших количествах могут быть метан, этан, этилен, пропилен и бутилен. Пропан и бутан легко переходят в жидкое состояние под определенным давлением.

Для коммунально-бытового потребления выпускаются сжиженные газы трех марок: СПБТЗ — смесь пропана и бутана техническая зимняя, СПБТЛ — смесь пропана и бутана техническая летняя и БТ — бутан технический. Смесь СПБТЗ содержит не менее 75% пропана и пропилена, смесь СПБТЛ — не более 60% бутана и бутилена, а бутан технический БТ — не менее 60% бутана и бутилена.

Генераторный газ получают при перегонке твердого топлива с недостатком воздуха около 60% в специальных устройствах — газогенераторах. В качестве твердого топлива используют каменный или бурый уголь, дрова, торф, брикеты из

различных сельскохозяйственных отходов (опилок, подсолнечной лузги, льняной костры и т. п.).

В зависимости от вида применяемого для газификации твердого топлива состав генераторного газа колеблется в следующих пределах: CO — 25...30%, H_2 — 12...15; CH_4 — 0,5...3,5; CO_2 — 5...8; O_2 — 0,2....0,5; N_2 — 45...50%. Низшая теплота сгорания генераторного газа 5000...65 000 кДж/м³.

Биогаз. В нашей стране и во многих странах мира большой интерес вызывает проблема ускоренного получения высококачественных органических удобрений с одновременным получением метаносодержащего газа. Появилось много различных конструкций анаэробных микробиологических реакторов для сбраживания навоза (см. главу 32).

Эти реакции протекают в реакторах одновременно. Содержание метана в биогазе достигает 70%, а низшая теплота сгорания составляет около 23 000 кДж/м³.

Жидкое топливо. Главным источником для производства жидкого топлива является нефть. В зависимости от состава нефти плотность получаемого топлива колеблется от 690 до 1015 кг/м³. Химический состав нефти различных месторождений неодинаковый. Основными элементами нефти являются углерод (83...87%) и водород (12...14%). Кроме того, в нефти содержатся кислород (0,1...0,3%), сера (от 0,01% в малосернистых нефтях и до 5...7% в высокосернистых), азот (0,02...1,7%), а также в незначительных количествах другие элементы.

В сельскохозяйственном производстве используются следующие жидкие нефтепродукты: бензины, керосины, дизельные топлива, мазуты, топливо печное бытовое.

Бензин. Для карбюраторных автомобильных и мотоциклетных двигателей выпускают бензин марок А-72, А-76, АИ-93, АИ-98. Буква А означает, что бензин автомобильный, цифры указывают значение октанового числа, определенного моторным методом. Буква И у бензинов АИ-93 и АИ-98 означает, что октановое число установлено исследовательским методом.

Все бензины, кроме АИ-98, делятся на летние и зимние. Летние применяют во всех районах нашей страны, кроме северных и северо-восточных, с 1 апреля по 1 октября, а в южных районах — круглый год; зимние сорта — в северных и северо-восточных районах весь год, а в остальных районах — с 1 октября по 1 апреля.

Низшая теплота сгорания бензинов составляет в среднем 44 000...44 500 кДж/кг.

Керосин используют как топливо в теплогенераторах и сушилках, а также применяют для бытовых нужд.

Дизельное топливо для высокооборотных дизелей в зависимости от условий применения выпускают трех марок: Л —

летнее, З — зимнее и А — арктическое. Топливо для дизелей со средней и малой частотой вращения выпускают двух марок — ДТ и ДМ.

При использовании топлива в стационарных установках предварительно производят его подогрев, отстой и фильтрацию.

Низшая теплота сгорания дизельных топлив составляет около 42 600 кДж/кг.

Топочный мазут. В качестве котельного топлива используют топочные мазуты, которые являются продуктами переработки нефти, горючих сланцев и каменных углей. Наиболее широко применяются топочные мазуты нефтяного происхождения.

Вязкость является главным показателем качества мазута, она положена в основу его маркировки.

В сельское хозяйство поступают топочные мазуты марок 40 и 100, которые предназначаются для котельных установок.

Низшая теплота сгорания в расчете на сухое топливо для малосернистого мазута марки 40 — 40 740, марки 100 — 40 530 кДж/кг; а для сернистого мазута марок 40 и 100 — 39 900 кДж/кг.

Температура застывания мазута марки 40 должна быть выше 10 °С, а марки 100 не выше 25 °С.

Топливо печное бытовое широко используется в сельскохозяйственном производстве. На этом топливе работают паровые и водогрейные котлы, теплогенераторы, зерносушилки, установки для коммунально-бытовых нужд. Этот вид топлива вырабатывается из нефти. По внешнему виду это легкоподвижная малосмолистая жидкость. Печное бытовое топливо имеет более широкий фракционный состав по сравнению с дизельным топливом, его температура застывания довольно высокая — минус 15 °С, что затрудняет его использование при низких температурах. Поэтому емкости, где хранится топливо, и баки, откуда оно поступает в установки для сжигания, следует размещать в утепленных помещениях.

Вязкость данного топлива должна быть при 20 °С не более 5 мм^2/с (сСт), а содержание серы при изготовлении его из малосернистых нефтей не более 0,5%, а из сернистых нефтей — 1,1%.

Низшая теплота сгорания в пересчете на сухое топливо составляет не менее 41 160 кДж/кг.

Твердое топливо. В сельскохозяйственном производстве используют как естественные твердые топлива (ископаемые угли, торф, горючие сланцы, дрова, отходы сельскохозяйственного производства), так и искусственные (разные брикеты, древесный уголь, кокс). В различных зонах страны находят широкое при-

менение отдельные местные виды топлива. Чаще всего используют естественное топливо местного значения — торф и дрова, в прибалтийских республиках — горючие сланцы, в среднеазиатских республиках — отходы сельскохозяйственного производства.

Бурые угли имеют высокую зольность (15...30%) и влажность (15...50%), поэтому диапазон значения их теплоты сгорания 8400...18 800 кДж/кг. Они легко загораются, горят длинным коптящим пламенем, склонны к окислению и самовозгоранию. Поэтому их рекомендуется укладывать в штабеля высотой 2,5 м и хранить не более месяца.

Состав органической массы бурых углей весьма неоднороден: $C^r=65...78\%$, $H^r=4,3...6,2$, $O^r=16...27$, $N^r=0,7...1,8\%$, $S^r=0,4...3,9\%$. Выход летучих веществ на горючую массу составляет 40...50%, а в некоторых видах угля доходит до 60%.

Каменный уголь имеет черный цвет и отличается от бурого меньшим содержанием золы и влаги. По составу органической массы каменные угли неоднородны: $C^r=78...90\%$, $H^r=4,0...5,8$, $O^r=3...15$, $N^r=0,5...2,0$, $S^r=1...6\%$, $A=15...27\%$, чаще около 25, вода — 4...12%. Низшая рабочая теплота сгорания колеблется от 20 730 до 31 400 кДж/кг.

В сельском хозяйстве применяются каменные угли, пригодные для сжигания в кузнечных горнах. Эти угли должны содержать не более 20% летучих соединений, небольшое количество серы, иметь теплоту сгорания 25 000...27 000 кДж/кг и обладать способностью спекаться, т. е. при разложении без доступа воздуха образовывать кокс в виде кусков, а не порошка. Такие угли обычно называют кузнечными.

Антрацит имеет черный цвет с сероватым оттенком, обладает высокими плотностью и прочностью, его можно перевозить на большие расстояния без заметного дробления. В антраците содержится небольшое количество воды (3...5%), золы (10...15%) и летучих веществ (2...9%). Его теплота сгорания — 25 000...27 000, иногда 30 000 кДж/кг.

Сланцы отличаются высоким содержанием золы (50...60%) и влаги (15...20%). В горючей части сланцев содержится большое количество водорода (до 10%) и выход летучих веществ достигает 90%, поэтому они легко воспламеняются. Высокая зольность и значительная влажность резко снижают тепловую ценность сланцев; их теплота сгорания невысока и составляет 5800...10 800 кДж/кг. В сельском хозяйстве сланцы используют как местное котельное топливо.

Торф образуется в результате разложения различных растительных остатков в условиях избытка влаги и незначительного доступа воздуха. Торф, образуемый из растительности, богатой минеральными солями (осоки, тростника, камыша), называется

луговым или низинным. Его зольность 8...16%. Если же торф образуется из растительности, бедной минеральными солями, то он называется моховым или верховым, содержание золы в нем 2...4%.

Встречаются торфяники смешанного переходного происхождения, зольность которых 7...9%. Торф представляет собой довольно однородную массу от желтого до темно-коричневого цвета с естественной влажностью 85...95%.

Органическая масса торфа характеризуется следующим составом: C^r=55...56%, H^r=5...6%, O^r=35...40%, N^r=0,5...3%, S^r=0,12...1,5%. Низшая теплота сгорания горючей массы торфа составляет около 12 600 кДж/кг.

В сельском хозяйстве торф широко используют как топливо для тепловых установок и бытовых нужд, а также как удобрение и подстилку для скота.

Дрова содержат более 60% целлюлозы, около 30% лигнина и около 1% минеральных солей. Элементный состав органической части этого топлива следующий: C^r=50%, H^r=6%, O^r=43%, N^r=1%. Основным балластом в дровах является влага, содержание которой в свежесрубленной древесине достигает 50...60%.

Дрова делятся на сухие с влажностью менее 25%, полусухие с влажностью 25...30% и сырые с влажностью более 35%. К сухим относят дрова, заготовленные в осенний или зимний периоды и пролежавшие в поленницах не менее года; к полусухим — не менее шести месяцев; к сырым — менее шести месяцев после рубки. Теплота сгорания горючей массы древесины составляет 18 800...19 200 кДж/кг, однако при влажности 30% она снижается до 13 300 кДж/кг.

Отходы сельскохозяйственного производства широко используются для производственных и бытовых нужд, особенно в безлесных районах. К отходам относятся солома, лузга подсолнечная, костра, стебли подсолнечника и хлопчатника, рисовая шелуха и др. По составу органической массы эти отходы ближе всего к древесине.

Искусственное топливо получают физико-механическими методами (сортировка, обогащение, сушка, брикетирование и др.) и физико-химическими (сухая перегонка, полукоксование, коксование и др.).

Брикеты получают из отходов сельскохозяйственного производства с применением связующего вещества в прессах под давлением 100...150 МПа (холодное брикетирование). При горячем брикетировании торфа, пыли и крошки угля связующим веществом является смола, выделяемая при нагревании из топлива.

Количество воздуха, необходимого для горения топлива. Количество кислорода, теоретически необходимое для сгорания 1 кг твердого или жидкого топлива, подсчитывается на основании стехиометрических соотношений для реакций окисления элементов, входящих в состав топлива.

Требуемое количество кислорода $L_{\text{топ}}$ (кг) для сжигания 1 кг топлива

$$L_{\text{топ}} = \frac{8/3\,C^p + 8\,H^p + S_л^p - O^p}{100}, \qquad (15.9)$$

где C^p, H^p, $S_л^p$, O^p — содержание элементов в топливе в массовых процентах.

Предполагается, что содержащийся в топливе кислород полностью затрачивается на горение.

При сжигании топлива подводится не чистый кислород, а воздух, в котором содержится 23,2% кислорода по массе. Тогда количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг топлива L^0 (кг),

$$L^0 = \frac{8/3\,C^p + 8\,H^p + S_л^p - O^p}{23,2}. \qquad (15.10)$$

Если количество воздуха надо выразить в объемных единицах, то уравнение (15.10) делят на плотность воздуха при нормальных условиях (температура 0 °С и давление 101,3 кПа), равную 1,293 кг/м³. Тогда теоретическое количество необходимого воздуха (м³) выразится следующим образом:

$$L^0 = \frac{2,67\,C^p + 8\,H^p + S_л^p - O^p}{23,2 \cdot 1,293} = \frac{2,67\,C^p + 8\,H^p + S_л^p - O^p}{30}. \qquad (15.11)$$

Теоретически необходимое количество воздуха (м³) для сжигания газообразного топлива определяют по объемному составу:

$$L^0 = \frac{0,5\,(CO + H_2) + (n + m/4)\,C_nH_m - O_2}{21},$$

где n — число атомов углерода; m — число атомов водорода; 21 — объемное содержание кислорода в воздухе.

Действительное количество воздуха в реальных условиях сгорания топлива обычно несколько больше теоретического количества. Отношение действительно израсходованного количества воздуха на сгорание топлива к теоретически необходимому количеству называется *коэффициентом избытка воздуха* (α), т. е.

$$\alpha = L_{д.в}/L^0, \qquad (15.12)$$

отсюда

$$L_{д.в} = \alpha L^0.$$

Величина коэффициента избытка воздуха зависит от вида используемого топлива, условий его сжигания, конструкции топочного устройства или двигателя ($\alpha = 1{,}05 \ldots 1{,}6$). Чем совершеннее топка, двигатель или горелочное устройство, тем меньше избыток воздуха.

Если процесс горения протекает при более низком коэффициенте избытка воздуха, чем его оптимальное значение, то наблюдается перерасход топлива за счет неполноты его сгорания. При повышенном значении α будут наблюдаться потери теплоты на нагрев избыточного воздуха.

Состав и объем продуктов сгорания. Чтобы правильно рассчитать газоходы, дымовую трубу и выбрать дымосос, нужно знать количество газов, образующихся при сгорании используемого топлива. Количество продуктов сгорания относят к единице массы топлива — на 1 кг для твердого и жидкого топлива и на 1 м^3 при нормальных условиях для газообразного.

Для грубых оценок можно считать, что объем продуктов сгорания твердого и жидкого топлива равен объему воздуха, действительно пошедшего на сгорание топлива, а для газообразного топлива — действительно поданному количеству воздуха плюс 1 м^3 газа. Это связано с тем, что объем основной составляющей дымовых газов (азота и «избыточного» кислорода) при горении не меняется. Однако следует иметь в виду, что при сжигании твердого топлива объем продуктов сгорания на 15...25% больше действительного количества воздуха в основном за счет испарения содержащейся в нем влаги и образования пара при сгорании водорода топлива.

При полном сгорании топлива дымовые газы состоят из следующих компонентов: CO_2 и SO_2, получающихся при сгорании углерода и серы; водяного пара, образующегося при сгорании водорода топлива и при испарении влаги, содержащейся в нем; азота, поступающего в топку с воздухом; кислорода, использованного при горении.

Следовательно, объем продуктов сгорания

$$V_г = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{O_2}. \qquad (15.13)$$

Обычно при проведении химического анализа дымовых газов содержание трехатомных газов CO_2 и SO_2 определяется совместно, поэтому их суммарное количество обозначают RO_2:

$$RO_2 = CO_2 + SO_2. \qquad (15.14)$$

При полном сгорании объем образующихся газов

$$V_г = V_{RO_2} + V_{H_2O} + 0{,}79\alpha L^0 + 0{,}21(\alpha - 1)L^0, \qquad (15.15)$$

где $0{,}79\alpha L^0$ — азот воздуха; $0{,}21(\alpha - 1)L^0$ — избыточный кислород.

При сжигании 1 кмоля C и S (соответственно 12 и 32 кг) образуется по 1 кмолю CO_2 и SO_2. Объем 1 кмоля газа в нормальных условиях равен 22,4 м³, следовательно, объем трехатомных газов

$$V_{RO_2} = V_{CO_2} + V_{SO_2} = (0{,}01\,C^p/12 + 0{,}01S^p_д/32)\,22{,}4 = 0{,}0168\,(C^p + 0{,}375\,S^p_д). \quad (15.16)$$

Учитывая, что при сгорании 1 кг водорода образуется 9 кг воды, а плотность пара в нормальных условиях равна 18/22,4 = = 0,805 кг/м³, можно написать:

$$V_{H_2O} = 0{,}01\,H^p \cdot 9/0{,}805 + W^p/0{,}805 = 0{,}111\,H^p + 0{,}0124\,W^p. \quad (15.17)$$

15.4. ПРОЦЕСС ГОРЕНИЯ

Общие сведения. Горение — сложный быстро протекающий процесс взаимодействия горючей части топлива с кислородом, сопровождающийся интенсивным выделением теплоты, света и быстрым повышением температуры. Для обеспечения непрерывности протекания процесса горения следует создать определенные условия, к которым относятся бесперебойный подвод окислителя к сжигаемому топливу, интенсивное их перемешивание и отвод образующихся продуктов сгорания. Различают полное и неполное горение.

При *полном горении* происходят реакции полного окисления горючих компонентов топлива и получаются газообразные негорючие продукты окисления (CO_2, H_2O, SO_2 и др.) и твердый негорючий остаток (зола и шлак).

При *неполном горении* реакции окисления не завершены, газообразные продукты и твердый остаток содержат некоторое количество горючих веществ (CO, H_2, CH_4, C и др.).

Процессы горения делят на две группы: гомогенное горение, свойственное газообразному топливу, характеризующееся системой «газ+газ»; гетерогенное горение, свойственное твердым и жидким топливам, характеризующееся системами «твердое тело+газ» и «жидкость+газ».

Горение прежде всего является химическим процессом, так как в результате его протекания происходят качественные изменения участвующих в процессе компонентов. Химические процессы при горении изучают в химической термодинамике, в которой исследуются статистика и кинетика процессов горения, основывающихся на фундаментальных законах: сохранения массы, простых кратных отношениях и химическом равновесии. С помощью этих законов можно выяснить соотношение вступающих в реакцию соединений, состав образующихся продуктов реакций, направление и глубину их протекания.

Химический процесс горения происходит при высоких температурах и может протекать с большими скоростями. Однако в действительности процесс горения имеет ограниченную скорость, так как химические реакции сопровождаются различными физическими явлениями, например переносом теплоты, диффузионным переносом реагирующих масс и др. Эти физические явления осуществляются по своим закономерностям и имеют свои скорости, которые могут быть медленнее скорости химических реакций. Следовательно, химические процессы при горении оказываются подчиненными физическим процессам и ими регулируются. Время горения топлива определяется в основном скоростью наиболее медленного процесса.

Горение газообразного топлива. Процесс горения газообразного топлива гомогенный, так как топливо и окислитель находятся в одном фазовом состоянии (газообразном), граница раздела между фазами отсутствует.

В теплоэнергетических установках стараются осуществлять процесс горения таким образом, чтобы его скорость была достаточно большой, что позволяет делать малогабаритные установки с большой производительностью. Скорость горения зависит от концентрации реагирующих веществ, температуры и давления. Это объясняется тем, что молекулы газов, двигаясь в различных направлениях с большой скоростью, сталкиваются друг с другом, образуя промежуточные комплексы, внутри которых разрушаются связи между атомами старых молекул и зарождаются новые связи. Частота столкновений молекул зависит от концентрации и температуры веществ.

Скорость гомогенной реакции W, согласно закону действующих масс, пропорциональна произведению концентрации реагирующих веществ (топлива и окислителя), т. е.

$$W = kC_A C_B, \tag{15.18}$$

где k — константа скорости реакции, зависящая от природы реагирующих веществ; C_A и C_B — концентрации исходных компонентов A и B.

Под *скоростью гомогенной реакции* понимают количество вещества, исчезающего или появляющегося в результате реакции в единице объема за единицу времени.

Следует отметить, что не все молекулы реагирующих веществ вступают между собой в химические реакции, а только те, которые обладают энергией, достаточной для разрушения внутримолекулярных связей. На образование промежуточного комплекса затрачивается энергия не ниже некоторого предела, называемая *энергией активации*. Следовательно, в реакциях принимают участие только активные молекулы, энергия которых выше энергии активации. Количество таких молекул в газовой смеси чрезвычайно мало по сравнению с общим их количеством.

Для того чтобы смесь топлива и окислителя загорелась, ее необходимо нагреть до определенной температуры.

Реакция горения может быть начата путем самовоспламенения при сжатии или воспламенением горючей смеси. Под воспламенением понимают инициирование горения во всем объеме смеси. Воспламенение горючей смеси в большинстве теплоэнергетических установок производится с помощью зажигания электрической искрой, вспомогательным факелом или раскаленным предметом.

Газообразное топливо в смеси с окислителем сгорает в факеле, который представляет некоторый определенный объем движущихся газов. Различают два метода сжигания газа в факеле — *кинетический* и *диффузионный*. При кинетическом сжигании топливо и окислитель предварительно тщательно перемешиваются в смешивающем устройстве горелки, а сжигание горючей смеси производится вне пределов смесителя в виде пламени. Горение называется *кинетическим*, или *нормальным*, так как скорость процесса в этих условиях определяется только кинетикой реакций, а не скоростью смешения реагентов.

Диффузионным называется горение, которое происходит при раздельной подаче топлива и окислителя. Горение осуществляется в процессе смешивания топлива с окислителем, так как топливо подается в рабочий объем отдельно от окислителя. Факел при диффузионном горении длиннее, чем факел при кинетическом горении. Процесс диффузии протекает сравнительно медленно, время сгорания определяется в основном временем смесеобразования.

Смешанное (диффузионно-кинетическое) горение — разновидность диффузионного. В этом случае газ смешивается с некоторым количеством окислителя (воздуха), недостаточным для полного горения. Смесь поступает в рабочий объем, в который отдельно от нее поступает остальная часть воздуха.

В теплогенерирующих установках в основном применяют кинетический и смешанный принципы сжигания газа.

Длина и структура факела зависит от режима потока. Газовый факел может быть ламинарным, или турбулентным.

При малых скоростях истечения газов (число Рейнольдса $Re > 2300$) образуется ламинарный факел. Однако ламинарный режим остается лишь на некотором расстоянии от среза горелки, а затем в связи с массообменом с окружающей средой происходит турбулизация факела. При $Re > 3000$ факел имеет турбулентный режим уже непосредственно около середины горелочного устройства.

Горение газа осуществляется в узкой зоне, которая называется *фронтом горения*. При кинетическом горении фронт представляет собой поверхность раздела между горючей смесью

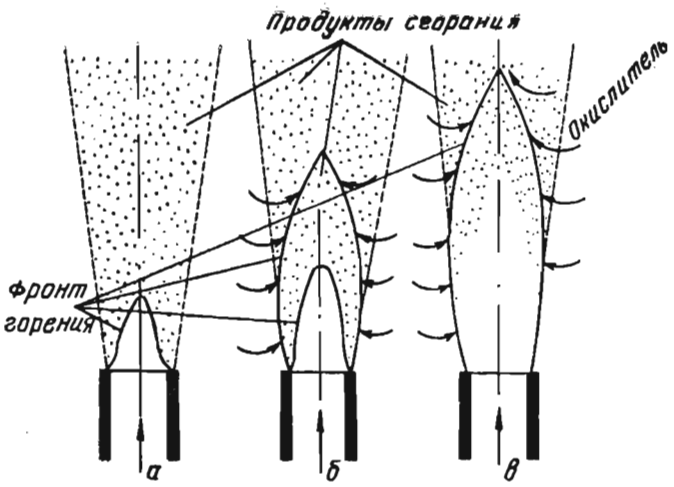


Рис. 15.1. Структура фронта горения факелов:
а — кинетического; *б* — смешанного; *в* — диффузионного.

и продуктами сгорания. Его площадь поверхности определяется скоростью химических реакций. При диффузионном горении газа образуется диффузионный фронт, который представляет собой поверхность раздела между продуктами сгорания и смесью горючей смеси с продуктами сгорания, диффундирующими навстречу потоку. Площадь поверхности диффузионного фронта определяется скоростью смешивания горючего газа с воздухом.

Смешанное горение характеризуется наличием двух фронтов: кинетического и диффузионного. При кинетическом сжигании газа используется окислитель, подаваемый вместе с газом, а при диффузионном — догорает оставшаяся часть газа.

Структура факелов при различных способах горения газа и схемы фронтов горения показаны на рисунке 15.1. Поступающая свежая смесь газа с окислителем нагревается от фронта горения до температуры воспламенения и сгорает в нем. Продукты сгорания покидают зону горения и частично диффундируют в поступающую смесь. Расположение фронта горения относительно среза горелки зависит от природы газа, его концентрации в смеси, скорости потока и других факторов. Фронт горения перемещается в направлении, нормальном к своей поверхности, пока не установится равенство между количествами сгоревшей и газовоздушной смеси, отнесенными к единице поверхности фронта. В этом случае устанавливается также тепловое равенство, так как тепловой поток от фронта горения уравновешивается встречным потоком холодной горючей смеси.

Одной из главных характеристик горения газообразного топлива является *скорость нормального распространения пламени*, которая характеризует скорость перемещения фронта горения по нормали к своей поверхности в направлении набегающей горючей смеси. Для большинства топливовоздушных смесей эта скорость равна 0,3...0,5 м/с, минимальное значение 4...5 см/с наблюдается у метано-воздушной смеси, а наибольшее у водородо-воздушной смеси (13 м/с) и ацетилено-кислородной смеси (15,4 м/с).

Важной особенностью горения газового топлива в смеси с воздухом являются *концентрационные пределы распространения пламени*. Различают *нижний (переобедненная смесь)* и *верхний (переобогащенная смесь)* концентрационные пределы распространения пламени. Вне этих пределов смесь газа с воздухом невозможно зажечь.

Сжигание газообразного топлива производится с помощью устройств, называемых *горелками*, которые служат для ввода газа и воздуха в топку, смешения потока до начала процесса горения или при горении, а также для стабилизации факела. Под стабилизацией имеется в виду создание таких условий, при которых факел горит без погасаний, пульсаций и отрыва от горелки.

Газовые горелки по принципу смесеобразования делятся на *инжекционные* и *смесительные*. К инжекционным относятся горелки бытовых плит. В них газ под небольшим давлением поступает из сопла в смеситель, выполненный в форме эжектора, подсасывает в него воздух из окружающей среды и смешивается с ним. Для изменения количества поступающего в смеситель воздуха устанавливают заслонку или шайбу регулируемого сопротивления.

В смесительных горелках смешение газа с воздухом осуществляется за счет турбулентной диффузии, возникающей при взаимном пересечении потоков газа и воздуха. Подача необходимого для горения воздуха обычно производится с помощью центробежного вентилятора.

Горение жидкого топлива. Процесс горения жидкого топлива состоит из распыливания, нагревания и испарения, перемешивания паров топлива с воздухом, воспламенения и собственно горения смеси.

Для распыливания жидкого топлива используют механические или пневматические форсунки.

Механические форсунки применяют в дизелях, печах и топках. Впрыскивание топлива в цилиндр дизеля форсункой производится при давлении 15 МПа и более. В механических форсунках для топок и печей топливо подводится под давлением 0,6...2 МПа, что обусловлено особенностью конструкции форсу-

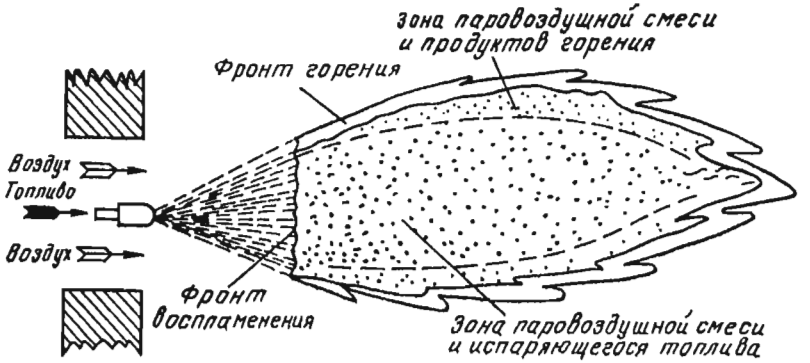


Рис. 15.2. Структура факелов жидкого топлива.

нок и физическими свойствами топлива (мазут, печное бытовое и др.).

Перед механической форсункой производится фильтрация топлива: из него удаляются механические примеси, которые способствуют повышенному износу деталей форсунки и различным неисправностям в работе. Если топливо трудно очистить, обычно применяют пневматические форсунки, в которых жидкое топливо (обычно мазут) распыливается струей воздуха. При этом давление воздуха 0,4 ... 0,8 МПа, а мазут предварительно подогревают до 100 ... 140 °С.

В реальных условиях топочных устройств струя горючей смеси обычно является турбулентной.

При распыливании площадь поверхности топлива возрастает в несколько тысяч раз. В связи с ростом относительной площади поверхности и подводом теплоты топливо начинает интенсивно испаряться. Так как температура кипения жидкого топлива значительно ниже температуры воспламенения, то оно может воспламеняться только после предварительного испарения. Поэтому жидкое топливо всегда сгорает в паровой фазе. На рисунке 15.2 показана структура факела жидкого топлива.

Жидкое топливо поступает в факел в виде капель различного диаметра. Очень мелкие капли успевают полностью испариться при прогреве, в результате чего пары образуют с воздухом паровоздушную смесь.

Горение твердого топлива. Процесс горения твердого топлива относится к гетерогенному горению и состоит из ряда последовательных стадий, которые иногда частично накладываются одна на другую. Эти стадии, протекающие при разных температурных условиях и требующие различного количества окислителя, следующие: подогрев, подсушка и нагревание топлива до температуры начала выхода летучих веществ; воспламенение лету-

чих веществ и их выгорание; нагревание кокса до воспламенения; горение твердого коксового остатка.

Твердое топливо может сгорать в виде отдельных частиц или в слое, через который проходит поток окислителя (воздуха). Влага из топлива удаляется при температуре около 100 °С. Температура начала выхода летучих веществ зависит от геологического возраста топлива. Наиболее интенсивно этот процесс происходит при сжигании углей при температуре 200 ... 400 °С и заканчивается при температуре 1000 ... 1100 °С. Летучие вещества воспламеняются в первую очередь, их пламя прогревает кокс и способствует их дальнейшему выделению. Однако летучие вещества, образуя вокруг частицы топлива пламя, перехватывают весь кислород, поэтому горение кокса практически не наблюдается до их выгорания.

Скорость горения твердой частицы топлива определяется количеством вещества, сгорающего на единице площади ее поверхности в единицу времени. Она возрастает с увеличением реакционной способности топлива, температуры, концентрации окислителя и скорости обдувания твердой частицы потоком воздуха. С уменьшением размера частицы и соответственно увеличением удельной поверхности твердого топлива скорость горения также возрастает.

Процесс диффузии, т. е. подвод окислителя к частичкам топлива, медленный процесс. Для повышения скорости диффузии увеличивают скорость обдувания частиц потоком воздуха. Этот способ интенсификации процесса горения широко используется в теплотехнических установках.

При горении твердого топлива на поверхности его частиц по мере выгорания кокса образуется золовая корка, затрудняющая доступ кислорода к частице. Под действием высокой температуры зола плавится и кусочки топлива свариваются. Происходит так называемое зашлаковывание слоя топлива, горение его будет очень затруднено, так как прекращается доступ воздуха к топливу. Для удаления золового нароста и расшлаковывания слоя твердого топлива проводят его рыхление (шуровку, ворошение).

Контрольные вопросы и задания

1. Что называется высшей удельной теплотой сгорания? 2. Что называется низшей удельной теплотой сгорания? 3. Какова теплота сгорания условного топлива? 4. Назовите примерный состав природного газа и его теплоту сгорания. 5. В каких установках сельскохозяйственного назначения используют топливо печное бытовое? 6. Какие отходы сельскохозяйственного производства применяют в качестве топлива? 7. Как определяют количество воздуха, необходимого для горения топлива? 8. Расскажите о гомогенном и гетерогенном процессах горения. 9. В чем состоят особенности горения жидкого и газообразного топлива? 10. Назовите стадии процесса горения твердого топлива.

Раздел третий
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ

Глава 16. КОТЕЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

16.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Котельная установка — это комплекс устройств и агрегатов, предназначенный для получения пара или горячей воды за счет сжигания топлива или использования посторонних теплоисточников. Она состоит из котельного агрегата и вспомогательного оборудования, служащего для подготовки и подачи топлива, воды, воздуха, удаления и очистки дымовых газов, удаления золы и шлака при сжигании твердого топлива.

Котельный агрегат представляет собой комплекс устройств для получения пара под давлением или горячей воды. Он состоит обычно из топки, водяного экономайзера, воздухоподогревателя, каркаса, обмуровки, обшивки, системы трубопроводов, арматуры, приборов контроля и автоматики.

По назначению котлы подразделяются на *паровые* и *водогрейные*. В сельскохозяйственном производстве пар, вырабатываемый в паровых котлах, используется в основном на технологические нужды на животноводческих и птицеводческих фермах, в теплицах (запаривание кормов, пастеризация молока, обеззараживание грунта теплиц), а также в системах отопления производственных, коммунальных и других зданий. Горячая вода, получаемая в водогрейных котлах, идет в системы отопления и вентиляции, а также водоснабжения (для мытья посуды и технологического оборудования, приготовления пищи, в душевые и ванны, автопоилки, для обработки тушек бройлеров перед удалением оперения, для работы яйцемоющих машин, для санитарной обработки помещений).

Котельные агрегаты, не имеющие собственной топки и обогреваемые отходящими газами какой-либо промышленной или энергетической установки (например, печи), называют *котлами-утилизаторами*.

Котельные установки, снабжающие паром турбины электрических станций, называют *энергетическими*, а котельные установки, снабжающие паром системы отопления и производственных потребителей, — соответственно *отопительными* и *производственными*.

В автономных котельных установках источником тепловой энергии служит сжигаемое топливо — твердое (уголь), жидкое

(мазут) или газообразное (природный, доменный газ и т. д.), электрическая и атомная энергия (например, в энергоблоках атомных электростанций).

Важнейшими характеристиками паровых котлов являются паропроизводительность (кг/ч или т/ч), рабочее давление (Па, кПа и т. д.) и температура (°С или К) пара, а водогрейных — тепловая мощность (кВт, МВт и т. д.), рабочая температура горячей воды (°С или К) и расчетное давление в котле (Па, кПа и т. д.). Наиболее крупными являются энергетические котлы, паропроизводительность которых достигает 3950 т/ч; в сельскохозяйственном производстве применяются котлы малой и средней производительности.

16.2. СХЕМА КОТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

На рисунке 16.1 показана общая схема котельной установки, работающей на твердом топливе (пылевидном угле). Топливо из приемного бункера *1* подается в углеразмольную мельницу *2*. После размола пылевидное топливо посредством мельничного вентилятора *3* подается в горелку *4*. К горелке подводится также необходимый для горения воздух, который с помощью дутьевого вентилятора *12* предварительно продувается

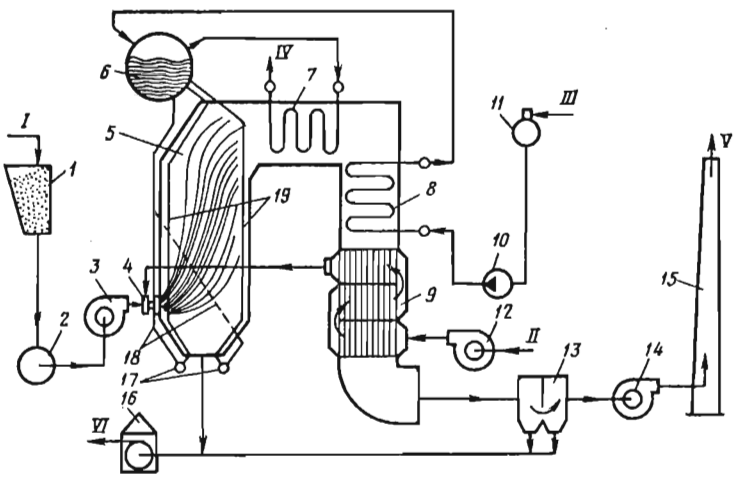


Рис. 16.1. Схема котельной установки:

I – твердое топливо; *II* — воздух; *III* – питательная вода; *IV* – перегретый пар; *V* – дымовые газы; *VI* — зола и шлак; *1* — топливный бункер; *2* – углеразмольная мельница; *3* — мельничный вентилятор; *4* — горелка; *5* — топка; *6* – барабан; *7* – перегреватель; *8* – экономайзер; *9* — воздухоподогреватель; *10* – питательный насос; *11* – деаэрационное устройство; *12* — вентилятор; *13* – устройство газоочистки; *14* – дымосос; *15* – дымовая труба; *16* — золоудаляющее устройство; *17* – коллекторы; *18* – опускные трубы, *19* — экраны.

через воздухоподогреватель *9*, где он воспринимает теплоту уходящих дымовых газов. Питательная вода перед подачей в котел проходит систему водоподготовки, т. е. освобождение от растворенных в ней минеральных солей путем ионообменной сорбции (на схеме не показана), и деаэрацию (освобождение от растворенного в воде воздуха). После деаэрационного устройства *11* вода питательным насосом *10* подается в водяной экономайзер *8*, где она предварительно подогревается уходящими дымовыми газами, и поступает в барабан *6* котла. Котел снабжен системой опускных труб *18*, по которым вода из барабана *6* опускается в коллекторы *17*, и системой испарительных труб (экранов) *19*, по которым образующаяся в результате испарения воды пароводяная смесь возвращается обратно в барабан *6* (схема с естественной циркуляцией воды и пароводяной смеси в трубах), а также пароперегревателем *7*.

При сгорании в горелках топлива образуются высокотемпературные дымовые газы, имеющие температуру порядка 1500 °С, которые, перемещаясь по топке *5*, излучают теплоту на экраны *19*, расположенные вдоль стен топки. Охладившись в верхней части топки до температуры порядка 1000 °С, дымовые газы далее последовательно проходят через перегреватель *7*, экономайзер *8* и воздухоподогреватель *9*, где дополнительно отдают свою теплоту и соответственно охлаждаются. Выходящие из котельной установки дымовые газы, имеющие температуру 120 ... 130 °С, проходят газоочистное устройство *13*, служащее для улавливания частиц золы, выносимых газами из топки *5*, и с помощью дымососа *14* направляются в дымовую трубу *15*. Образующиеся при сгорании твердого топлива зола и шлак удаляются потоком воды с помощью золоудаляющего устройства *16*.

Образующийся в экранах *19* насыщенный водяной пар поступает в барабан *6*, где отделяется от брызг воды, и, проходя через пароперегреватель *7*, повышает свою температуру (давление пара при этом остается постоянным).

Для интенсификации теплообмена и повышения надежности котла в современных конструкциях котельных установок движение воды и пароводяной смеси организуется определенным образом. Различают схемы котельных установок с естественной циркуляцией воды и пароводяной смеси, с многократно принудительной циркуляцией и прямоточную.

В схеме с естественной циркуляцией организованное движение воды и пароводяной смеси происходит вследствие разности их плотностей: в опускных трубах, расположенных в холодной зоне, вода, как более плотная среда, опускается вниз и поступает в коллектор; в испарительных трубах, расположенных в зоне нагрева, образующаяся в результате интенсивного паро-

образования пароводяная смесь, как более легкая среда, поднимается вверх. Таким образом, происходит непрерывная естественная циркуляция воды и пароводяной смеси в трубах котла, способствующая интенсификации теплопередачи от дымовых газов к пароводяной смеси.

В схеме с принудительной циркуляцией движение воды и пароводяной смеси по замкнутому контуру осуществляется насосом. Это обеспечивает более высокие скорости движения пароводяной смеси в испарительных трубах и, как следствие, более интенсивную теплопередачу от дымовых газов к пароводяной смеси.

16.3. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ПАРОВОГО КОТЛА

Тепловой баланс котельного агрегата записывают обычно для стационарных условий по отношению к 1 кг твердого или жидкого топлива или к 1 м³ газообразного топлива, взятого при нормальных физических условиях (0 °С и 760 мм рт. ст., т. е. при 0,1013 МПа).

Приходная часть теплового баланса называется *располагаемой теплотой.* Она состоит из низшей теплоты сгорания топлива в расчете на рабочую массу топлива $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$, физической теплоты $Q_{\text{т}}$, вносимой в топку топливом, физической теплоты воздуха $Q_{\text{в}}$, поступающего в воздухоподогреватель, и физической теплоты пара $Q_{\text{п}}$, используемого для распыления жидкого топлива (если котел работает на жидком топливе):

$$Q_{\text{р}} = Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{т}} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{п}}. \qquad (16.1)$$

где $Q_{\text{т}} = c_{\text{т}} t_{\text{т}}$; $c_{\text{т}}$ — удельная теплоемкость топлива; $t_{\text{т}}$ — температура топлива, °С; $Q_{\text{в}} = \alpha_{\text{ух}} V^0 c'_{\text{в}} t_{\text{х.в}}$; $\alpha_{\text{ух}}$ — коэффициент избытка воздуха в уходящих газах; V^0 — количество воздуха, теоретически необходимое для горения; $c'_{\text{в}}$ — удельная объемная теплоемкость воздуха; $t_{\text{х.в}}$ — температура холодного воздуха перед воздухоподогревателем; $Q_{\text{п}} = g_{\text{п}}(h_{\text{д}} - h_{\text{ух}})$; $g_{\text{п}}$ — удельный расход дутьевого пара; $h_{\text{д}}$ — энтальпия дутьевого пара; $h_{\text{ух}}$ — энтальпия водяного пара в уходящих газах.

Обычно $Q_{\text{н}}^{\text{р}} \gg Q_{\text{т}}$, $Q_{\text{в}}$, $Q_{\text{п}}$, поэтому в приближенных расчетах можно принять: $Q_{\text{р}} \simeq Q_{\text{н}}^{\text{р}}$.

Расходная часть теплового баланса $Q_{\text{расх}}$ состоит из теплоты, использованной в котле, пароперегревателе и водяном экономайзере (полезно используемая теплота) Q_1, потери теплоты с уходящими газами Q_2, потери теплоты от химической неполноты сгорания топлива Q_3, потери теплоты от механической неполноты сгорания топлива Q_4, потери теплоты в окружающее пространство Q_5, потери теплоты с физической теплотой шлаков Q_6. С учетом принятых обозначений тепловой баланс котла можно представить в виде

$$Q_{\text{р}} = Q_{\text{расх}} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6. \qquad (16.2)$$

Разделив (16.2) почленно на $Q_р$ и умножив на 100, получим тепловой баланс в процентах к располагаемой теплоте:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6, \qquad (16.3)$$

где $q_1 = Q_1/Q_р$; $q_2 = Q_2/Q_р$; $q_3 = Q_3/Q_р$; $q_4 = Q_4/Q_р$; $q_5 = Q_5/Q_р$; $q_6 = Q_6/Q_р$.

Коэффициент полезного действия котла брутто $\eta_к$ определяют как отношение полезно используемой теплоты Q_1 в (16.2) ко всей располагаемой теплоте $Q_р$:

$$\eta_к = \frac{Q_1}{Q_р} 100 = q_1 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6). \qquad (16.4)$$

При прямом (конструктивном) расчете величинами q_3, q_4, q_5 задаются на основе имеющихся рекомендаций в зависимости от конструкции котла, топки, типа применяемого топлива, наличия и конструкции вспомогательных устройств, а теплопотери q_2 определяют, задаваясь температурой отходящих газов. Температуру отходящих газов при расчете котла принимают обычно равной 120 ... 170 °С. Потери теплоты с уходящими газами обычно составляют $q_2 = 6 ... 15\%$, потери от химической неполноты сгорания $q_3 = 0 ... 2\%$, потери от механического недожёга $q_4 = 1 ... 12\%$, потери в окружающую среду через ограждающие конструкции котельной установки $q_5 = 0{,}5 ... 3\%$, потери с физической теплотой шлаков $q_6 \leqslant 1 ... 5\%$.

Расход топлива для котельной установки, работающей с отбором перегретого и насыщенного пара, можно рассчитать по формуле

$$B = \frac{D(h_{пер} - h_{п.в}) + D_{пр}(h' - h_{п.в}) + D_н(h''_п - h_{п.н})}{Q_р \eta_к}, \qquad (16.5)$$

где B — расход топлива, кг/ч или м³/ч; D, $D_{пр}$, $D_н$ — расход перегретого пара, продувочной воды и насыщенного пара, кг/ч; $h_{пер}$, h', $h''_н$, $h_{п.в}$ — энтальпия перегретого пара, продувочной воды, насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг.

16.4. УСТРОЙСТВО И ХАРАКТЕРИСТИКИ КОТЛОВ МАЛОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Паровые котлы сельскохозяйственного назначения можно подразделить на котлы с избыточным давлением пара до 68,7 кПа (до 0,7 ати) и котлы с избыточным давлением пара выше 68,7 кПа (более 0,7 ати).

Котлы низкого давления (первой группы) применяют на животноводческих фермах, птицефермах и хозяйственных комплексах для производства технологического пара, необходимого для запаривания кормов, пастеризации молока, мойки молочной посуды, санитарной обработки помещений и т. д. К этой серии

2. Паровые котлы сельскохозяйственного назначения с избыточным давлением пара до 68,7 кПа

Марка котла	Характеристики			Примечания
	паропроизводительность по нормальному пару, кг/ч	рабочая температура, °С	КПД, %	
КВ-300М	400	130	До 85	Серийно выпускается с 1986 г. Работает на жидком топливе утяжеленного состава
КВ-300у	300	120	До 83	
КВ-300л	370	120	До 90	Серийно выпускается с 1988 г. Работает на легких сортах жидкого топлива
КГ-300	300	120	До 87	Серийно производится с 1988 г. Работает на газовом топливе
Д-721А	900	115	До 91	
Д-721Г-Ф	750	120	До 87	Серийно производится с 1988 г. Работает на газовом топливе
КТ-Ф-300	300	120	До 76	Серийно производится с 1988 г. Работает на твердом топливе (уголь, торфобрикеты, дрова)

относятся паровые котлы марок КВ-300М, Д-721А и КВ-300МТ, находящиеся в эксплуатации, а также котлы марок КВ-300у, КВ-300л, КГ-300, Д-721Г-Ф, КТ-Ф-300, серийное производство которых начато недавно. Характеристики котлов приведены в таблице 2.

На рисунке 16.2 показана конструкция котла КВ-300М. Котел состоит из двух горизонтальных цилиндров разного диаметра, корпуса *1* и жаровой трубы *2*, расположенных один в другом и соединенных в торцевых частях фланцами. В передней части жаровой трубы *2* находится топка, а в задней — пучок кипятильных труб *9*. Между топкой и пучком кипятильных труб *9* расположен экран *13* из шамотного кирпича, защищающий трубы *9* от воздействия прямого пламени. К верхней части наружного цилиндра приварен паросборник *4*, выполненный в виде полуцилиндра. В задней части котла расположены перегреватель *10* и дымовая труба *7*. Котел работает на жидком топливе (дизельном или печном), которое сжигается в автоматической горелке ПНГ-2. Она состоит из дутьевого вентилятора, подающего воздух для распыливания топлива и горения, горелки, поплавкового устройства, электросвечей зажигания и фотоэлемента. Дымовые газы, образующиеся при сжигании топлива, проходят по жаровой трубе *2*, омывают пучок кипятильных труб

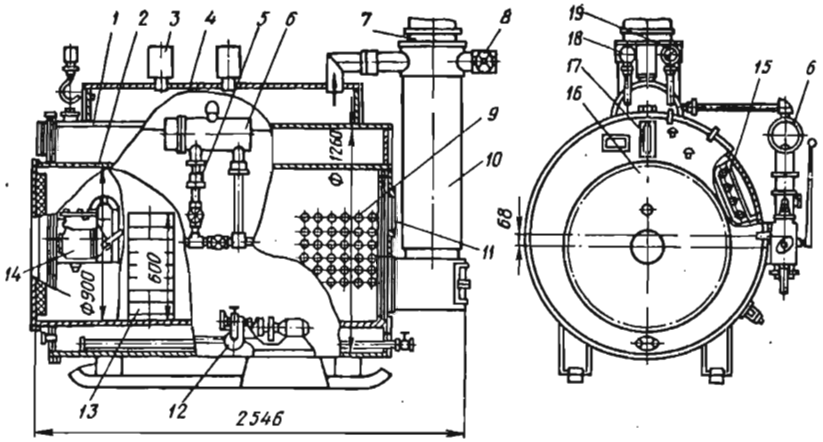


Рис. 16.2. Котел КВ-300М:

1 — корпус котла; *2* — жаровая труба; *3* — предохранительный клапан; *4* — паросборник; *5* — трубопровод питательной воды; *6* — поплавковый регулятор уровня воды; *7* — дымовая труба; *8* — штуцер отвода пара из котла; *9* — кипятильные трубы; *10* — вертикальный пароперегреватель; *11* — взрывной клапан; *12* — питательный насос; *13* — экран из огнеупорного кирпича; *14* — ручной насос; *15* — водяной подогреватель; *16* — плита фронтовая; *17* — указатель уровня воды; *18, 19* — манометры.

9, поступают в пароперегреватель *10* и затем по дымовой трубе *7* отводятся в атмосферу. Питательная вода по трубопроводу *5* подается в паросборник *4*, где подогревается до температуры кипения; при этом из нее выделяются минеральные соли, которые выносятся потоком пара. Затем подогретая вода через отверстия в верхней части корпуса *1* поступает в кольцевое пространство между жаровой трубой *2* и корпусом *1*. Образующийся в кипятильных трубах *9* пар собирается в паросборнике *4*, проходит через пароперегреватель *10* и выводится через штуцер *8*. Одновременно с выработкой пара котел с помощью водоводяного подогревателя *15*, размещенного в кольцевом водяном пространстве котла, подогревает 1500 кг/ч проточной воды до температуры 70 °С.

Котлы с избыточным давлением пара более 68,7 кПа (вторая группа) широко применяются в сельскохозяйственном производстве для отопления и производственных целей.

Котлы типа ДКВР (двухбарабанные, водотрубные, реконструированные) выпускаются производительностью от 2,5 до 20 т/ч насыщенного или перегретого пара на рабочее давление 1,4; 2,35 и 3,9 МПа и рабочую температуру до 442 °С. Они могут работать на твердом, жидком или газообразном топливе. Котел (рис. 16.3) содержит верхний *4* и нижний *10* барабаны, расположенные параллельно продольной оси котла и соединенные

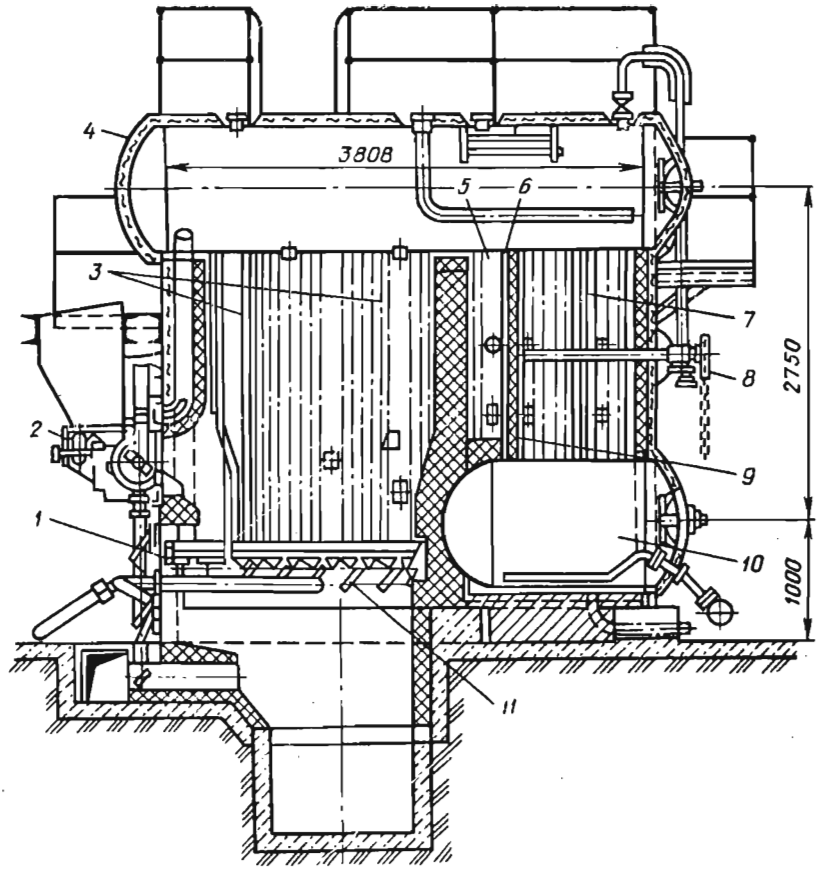


Рис. 16.3. Котел ДКВР-2,5-13:

1 — коллектор; *2* — пневмомеханический забрасыватель; *3* — трубы бокового экрана; *4* — верхний барабан; *5* — камера догорания; *6* — первый ряд труб конвективного пучка; *7* — чугунная перегородка; *8* — обдувочный прибор; *9* — шамотная перегородка; *10* — нижний барабан; *11* — колосниковая решетка.

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 *9* и *7*, первая из которых по ходу газа выполнена из шамотного кирпича, а вторая — из чугуна.

В передней части котла вдоль стен установлены экранные трубы *3*, а в задней — U-образные кипятильные трубы *6* (в виде пучка, заполняющего все пространство газохода). Передача теплоты от дымовых газов к экранным трубам *3* происходит преимущественно путем радиации, вследствие высокой температуры дымовых газов в топке. При дальнейшем движении дымовых газов по топке температура их понижается, поэтому в конвективной части котла передача теплоты от дымовых газов к кипятильным трубам *6* осуществляется как за счет радиации, так и за счет конвективного теплообмена.

Питательная вода после системы водоподготовки поступает в верхний барабан *4*, а выход перегретого пара осуществляется через коллектор в верхней части котла.

Поскольку отходящие дымовые газы имеют довольно высокую температуру (до 400 °С), то их обычно используют для подогрева воды или воздуха. Теплообменник, являющийся частью котельного агрегата и предназначенный для подогрева питательной воды перед подачей в котел, называется *водяным экономайзером*. Теплообменник, являющийся частью котельной установки и предназначенный для подогрева 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.

В сельском хозяйстве находят применение также водогрейные котлы. Они работают под давлением до 0,51 МПа и с температурой нагреваемой воды до 95 °С. Допускается работа водогрейных котлов с температурой горячей воды до 115 °С. Циркуляция воды в котлах естественная.

Водогрейные чугунные котлы подразделяются на три группы: КЧ-1, КЧ-2 и КЧ-3. Их характеристики представлены в таблице 3.

Котлы КЧ-1 используют в основном для отопления квартир отдельных и малоэтажных зданий. К котлам КЧ-2 относятся котлы типа «Универсал». К котлам КЧ-3 относятся котлы «Энергия», «Минск» и др.

При установке паросборников котлы КЧ-2 и КЧ-3 могут быть использованы для получения насыщенного пара с избыточным давлением 0,068 МПа.

Чугунный специальный водогрейный котел «Универсал-6М» в зависимости от количества секций выпускается семи типораз-

3. Водогрейные чугунные котлы

Группа котлов	Характеристика		
	общая тепловая мощность котла, кВт	тепловая мощность одной секции, кВт	площадь условной поверхности нагрева*, м²
КЧ-1	81,5...232	11,6	7,1...20
КЧ-2	328...1300	23,2	29...112
КЧ-3	652...1815	34,8	56...166

* Условной называют поверхность нагрева, квадратный метр которой при работе котла с ручной топкой на отсортированном антраците и при тепловом напряжении зеркала горения 580 кВт/м² передает теплоты котловой воде 11,63 кВт/м² при КПД не ниже 70%.

меров по мощности в водогрейном и паровом исполнении. Он приспособлен для сжигания различных видов топлива. При этом высоту топки можно изменять регулированием положения колосниковой решетки по высоте. Поперечный разрез такого котла показан на рисунке 16.4.

Чугунный секционный водогрейный котел «Минск-1» выпускается взамен снятого с производства котла «Энергия-3М». Отличительной особенностью котлов «Минск-1» является то, что вода проходит через все секции каждого пакета вверх и вниз

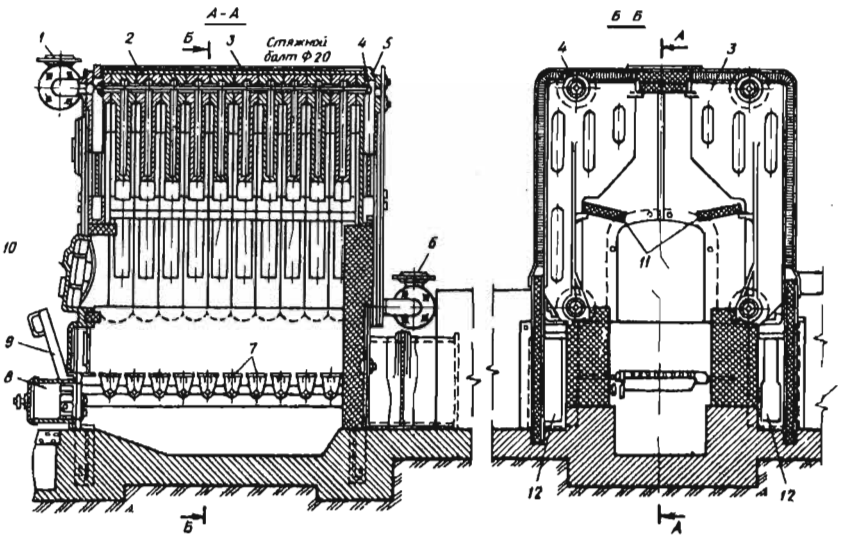


Рис. 16.4. Водогрейный секционный котел «Универсал»:

1 — штуцер для присоединения трубопровода горячей воды; *2* — никель; *3* — средняя секция; *4* — стягивающий винт; *5* — задняя секция; *6* — штуцер для присоединения трубопровода холодной воды; *7* — поворотные колосники; *8* — зольная дверца; *9* — привод поворотных колосников; *10* — дверца топки; *11* — футеровка топки; *12* — боковые дымоходы.

(в других секционных котлах она поднимается одновременно параллельными потоками по всем секциям вверх).

Стальные водогрейные котлы имеют преимущество в большей надежности работы в случае перегрева. Недостатком их является подверженность коррозии.

Котел марки НР-18 работает на газе, антраците, буром угле. Его изготовляют в трех модификациях — с площадью поверхности нагрева 27, 40 и 53 м². Максимальное значение температуры горячей воды — 115 °С.

Для централизованного теплоснабжения крупных хозяйств используют водогрейные котлы типа ТВГ, работающие на природном газе.

Промышленностью выпускаются котлы новой унифицированной серии трех модификаций: КВ-ГМ (К — котел, В — водогрейный, ГМ — газомазутный); КВ-ТС (котел водогрейный, Т — твердое топливо, С — слоевой способ сжигания); КВ-ТК (котел водогрейный, твердое топливо, К — камерный способ сжигания). Их подразделяют на 4 группы. К первой группе относятся котлы небольшой тепловой мощности (4,6 и 7,5 МВт). Они приспособлены для работы на твердом, жидком и газообразном топливе. Вторая включает в себя котлы мощностью 11,6; 23,2 и 35 МВт. В третью входят котлы тепловой мощностью 58; 116 и 209 МВт. Котлы работают на жидком и газообразном топливе.

16.5. РАСЧЕТ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

Различают *прямой (конструктивный) расчет* котельной установки, при котором по заданной паропроизводительности и технологическим параметрам пара определяют поверхность нагрева и рабочий объем топки, и *обратный (поверочный) расчет,* при котором для котла известной конструкции и габаритов находятся промежуточные и конечные значения технологических параметров пара, воды, воздуха и дымовых газов.

Лучевоспринимающая поверхность нагрева $A_л$ (м²) топочной камеры определяется уравнением

$$A_л = \frac{B(Q_т - h''_т)\varphi}{5{,}76\cdot 10^{-8}\psi M T''^{2}_{т} T^{3}_{а}} \sqrt[3]{\frac{1}{M^2}\left(\frac{T_а}{T''_т} - 1\right)^2}, \qquad (16.6)$$

где B — расход топлива, кг/с; φ — коэффициент сохранения теплоты топкой; $h''_т$ — энтальпия дымовых газов на выходе из топки, кДж/кг; ψ — коэффициент тепловой эффективности поверхности нагрева; M — коэффициент, зависящий от типа топки; $T''_т$ — температура дымовых газов на выходе из топки, К; $T_а$ — адиабатная (теоретическая) температура сгорания топлива, К.

Формулы для расчета технологических параметров и значения коэффициентов, входящих в уравнение (16.6), приводятся в специальной литературе.

Поверхность нагрева конвективного испарительного пучка $A_к$ (м²) находят по уравнению теплопередачи:

$$A_к = BQ_к/(k\Delta t_{ср}), \qquad (16.7)$$

где $Q_к$ — теплота, передаваемая от дымовых газов к пароводяной смеси в конвективной части печи в расчете на 1 кг топлива, кДж/кг; k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К); $\Delta t_{ср}$ — среднелогарифмическая разность температуры дымовых газов и пароводяной смеси, К.

По уравнениям, аналогичным (16.7), определяют также поверхность нагрева пароперегревателя, водяного экономайзера и трубчатого воздухоподогревателя.

16.6. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИЙ КОТЛОВ, ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

Топка — это элемент конструкции котла, предназначенный для сжигания органического топлива, частичного охлаждения продуктов сгорания и выделения золы. Топки подразделяют на *слоевые* и *камерные*. В слоевых топках сжигаемое твердое кусковое топливо образует неподвижный или движущийся в поперечном направлении слой топлива, продуваемый потоком воздуха, подаваемого на горение (рис. 16.5, *а*). В камерных топках сжигается газообразное, жидкое или твердое топливо (последнее во взвешенном состоянии). Различают следующие разновидности камерных топок: *с кипящим слоем* (рис. 16.5, *б*), *факельную* (рис. 16.5, *в*) и *вихревую* (рис. 16.5, *г*). В топках с кипящим слоем сжигается твердое крупнозернистое топливо, которое псевдоожижается воздухом, подаваемым на горение, при этом частицы топлива частично перемешиваются по объему «кипящего слоя», но не выносятся из него газом. В факельных

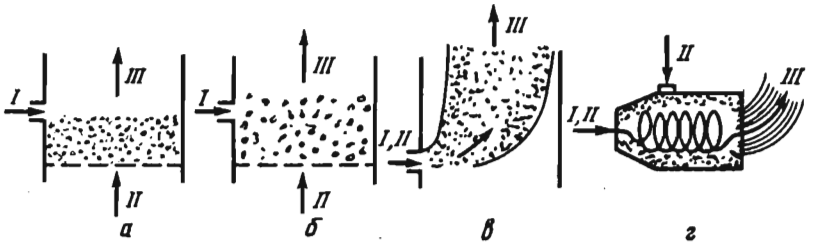


Рис. 16.5. Схемы топок:

а — слоевая, *б*, *в* и *г* — камерные (*б* — с кипящим слоем, *в* — факельная, *г* — вихревая), *I* — топливо, *II* — воздух, *III* — дымовые газы.

и вихревых топках сжигается газовое, жидкое или твердое пылевидное топливо. Жидкое топливо при подаче в топку диспергируется на мелкие капли с помощью форсунок, а твердое пылевидное топливо подается в топку вместе с потоком воздуха посредством пневмотранспорта. Факельные топки чувствительны к режиму работы. Более совершенными топочными устройствами являются вихревые, в которых пылевидное топливо перемещается в камере в закрученном потоке.

Испарительные поверхности котлов с рабочим избыточным давлением пара более 68,7 кПа (экраны и конвективный пучок) (рис. 16.3) выполняют в виде параллельно включенных вертикальных подъемных труб диаметром 30 ... 83 мм, расположенных друг относительно друга с зазором 4 ... 6 мм и соединенных между собой коллекторами. Барабаны котлов имеют обычно диаметр 1,2 ... 1,8 м.

Перегреватели делят на *радиационные* и *конвективные* в зависимости от преобладающего в них способа передачи теплоты. Радиационные пароперегреватели располагают в топке или газоходе, в зоне высокой температуры дымовых газов, поэтому основной поток теплоты к ним передается за счет излучения. Конвективные пароперегреватели помещают в газоходе в зоне низкой температуры, поэтому передача теплоты в этом случае происходит преимущественно путем конвекции. Пароперегреватели изготавливают из труб диаметром 22 ... 54 мм. В зависимости от направления движения пара и газа они бывают *прямоточными, противоточными* и *со смешанным движением потоков* (рис. 16.6).

Экономайзеры служат для подогрева питательной воды отходящими из топки газами перед ее поступлением в испарительную часть котла. Их располагают в газоходе котла за пароперегревателями (по ходу движения газа) и изготавливают

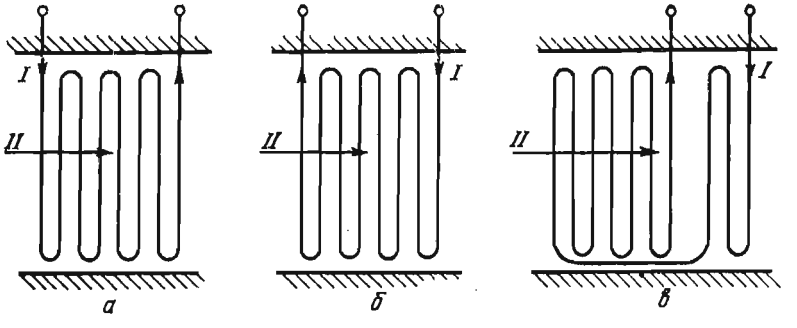


Рис. 16.6. Схемы потоков в пароперегревателях (*I* — пар, *II* — газ): *а* — прямоточная, *б* — противоточная, *в* — смешанная.

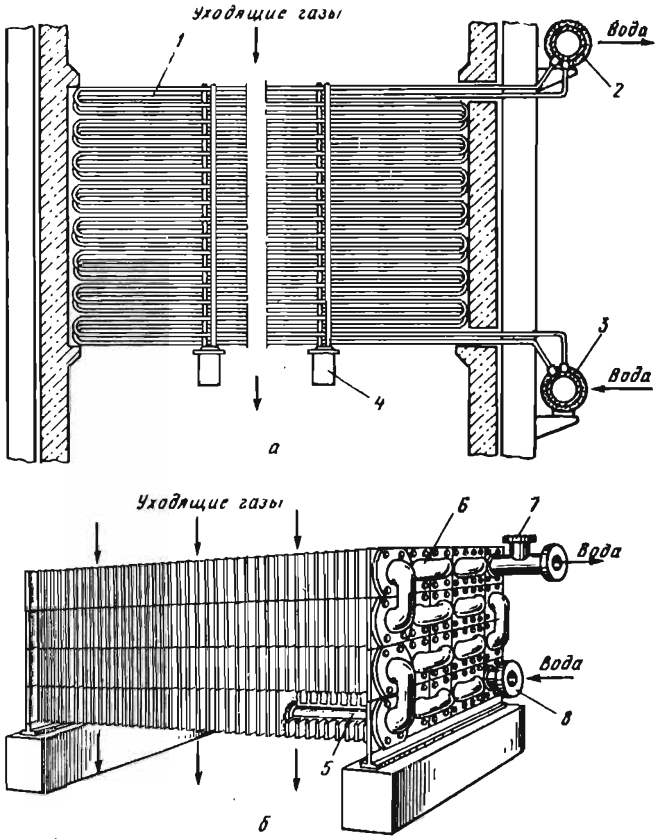


Рис. 16.7. Экономайзеры:

а — стальной, *б* — чугунный; *1* — змеевики из труб, *2* — выходной коллектор, *3* — входной коллектор, *4* — опора змеевиков, *5* — труба экономайзера, *6* — перепускной патрубок, *7* — выходной патрубок, *8* — входной патрубок.

из стальных или чугунных труб, собранных в пакеты (рис. 16.7). Чугунные трубы имеют обычно наружное оребрение для повышения интенсивности теплоотдачи от дымовых газов к стенке труб, которая в данном случае лимитирует общую скорость теплоотдачи. Движение воды в трубах вертикальное, снизу вверх, при этом выделяющиеся при нагреве воды пузырьки воздуха также перемещаются вверх и не препятствуют движению воды в трубах.

Различают экономайзеры *кипящего* и *некипящего* типа, в первом до 20% воды превращается в пар. При проектировании экономайзеров предусматривают, чтобы температура воды на их входе была примерно на 10° выше температуры точки росы

дымовых газов. На наружной стенке труб не происходит конденсация водяных паров, содержащихся в газах, и, следовательно, нет интенсивной коррозии труб.

Воздухоподогреватели — устройства для подогрева воздуха уходящими дымовыми газами перед подачей его в топку котла. Их выполняют в виде рекуперативных или регенеративных теплообменников (см. раздел 13.1). Рекуперативные воздухоподогреватели выполняют в виде трубчатого многоходового по воздуху теплообменника (рис. 16.8). Дымовые газы движутся по вертикальным стальным трубам диаметром 30 ... 40 мм, а воздух омывает их снаружи, перемещаясь в поперечном направлении. В регенеративных воздухоподогревателях рабочее пространство барабана разделено на ряд секций вертикальными перегородками, предотвращающими смешивание потоков дымовых газов и воздуха. При вращении барабана металлическая насадка попе-

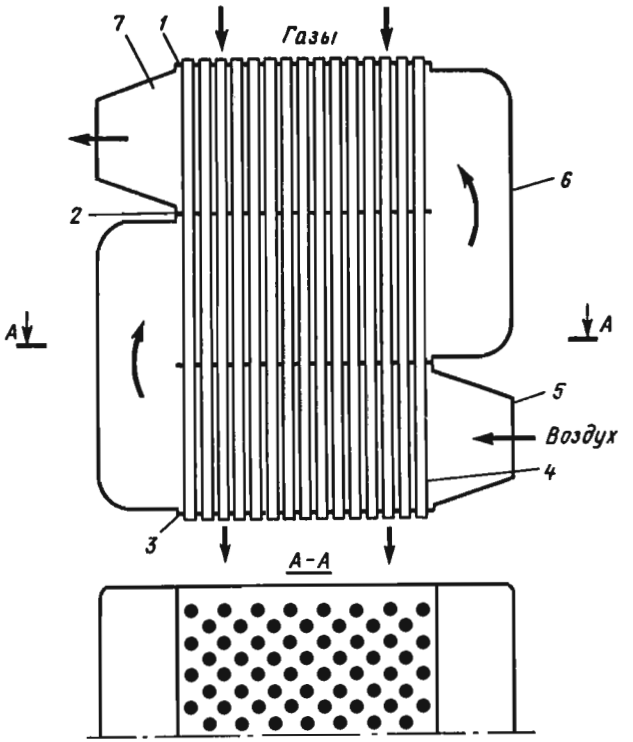


Рис. 16.8. Схема трехходового (по воздуху) трубчатого рекуперативного воздухоподогревателя:

1, *2* и *3* — трубные доски; *4* — трубы; *5* — входной короб; *6* — переспускной короб; *7* — выходной короб.

ременно находится в зоне действия дымовых газов и воздуха, соответственно нагревается или охлаждается, передавая в качестве промежуточного теплоносителя теплоту от дымовых газов к воздуху.

Обмуровка котла представляет собой огнеупорную и тепловую изоляционную конструкцию, служащую для уменьшения тепловых потерь в окружающую среду и создания газовой плотности. Она выполняется из красного огнеупорного кирпича, огнеупорных плит или теплоизоляционных материалов, скрепленных металлическими частями и заключенных в металлическую обшивку. Тепловая изоляция выбирается такой толщины, чтобы обеспечить непревышение заданного процента теплопотерь в окружающую среду q_5 и непревышение (в соответствии с санитарными нормами) температуры наружной поверхности изоляции 55 °С.

Водоподготовка. Необходимость подготовки питательной воды перед подачей в котел диктуется тем, что в ней содержатся нежелательные примеси: нерастворимые взвеси (песок, глина, ил), растворенные в воде соли (магния и кальция), а также коррозионно-активные газы (кислород и углекислый газ). Нерастворимые взвеси (механические примеси) приводят к повышенному износу насосов, клапанов, засорению поверхности нагрева котла и арматуры. Очистку воды от механических примесей осуществляют путем отстаивания или фильтрования. В последнем случае воду пропускают через слой мелкого гравия, кварца, мраморной крошки или антрацита.

Соли, отлагаясь на поверхностях нагрева, образуют слой накипи, который резко ухудшает теплопередачу от газов к воде, так как теплопроводность накипи в 20...30 раз меньше теплопроводности металла. Следствием этого является снижение экономичности котла из-за повышения температуры уходящих дымовых газов и металлических стенок, приводящего к более быстрому их прогару. Удаление солей из воды (умягчение воды) проводится различными методами — как до поступления воды в котел, так и в самом котле. Докотловая обработка воды с целью удаления накипеобразователей осуществляется химическим методом: за счет ее химического соединения с гашеной известью, каустической или кальцинированной содой или путем пропускания жесткой воды через ионообменники, заполненные катионитовой смолой. В этом способе, получившем широкое распространение, происходит обмен ионов кальция и магния, которые являются главными накипеобразователями, на ионы натрия или водорода.

Поскольку в процессе парообразования концентрация солей в воде, находящейся внутри котла, увеличивается, то для их удаления осуществляется продувка, при которой из барабана

котла выводится часть воды с большой концентрацией солей.

Растворенные в воде газы вызывают коррозию поверхности нагрева и, кроме того, выделяясь при нагреве воды, накапливаются у поверхности нагрева и так же, как и соли, существенно ухудшают теплопередачу от дымовых газов к воде.

Растворенные газы удаляют в *деаэраторах* при нагревании воды. Вследствие ухудшения растворимости газов происходит их десорбция (переход из жидкой водной фазы в газовую).

Пылеприготовление производится в котельных установках, работающих на твердом топливе и укомплектованных камерными топками. Оно включает в себя стадии сушки, размола и пневмотранспортировки пыли к горелкам.

Тягодутьевые устройства применяются в котельных установках для подачи воздуха в топку и удаления дымовых газов. Для этого используют центробежные (дутьевые) вентиляторы, выбираемые по расходу воздуха, необходимому для горения топлива, и суммарному гидравлическому сопротивлению воздушного тракта, складывающемуся из гидравлических сопротивлений воздуховодов, воздухоподогревателя и горелочных устройств. Суммарное сопротивление воздушного тракта котла составляет 1 ... 2,5 кПа. Удаление продуктов сгорания может осуществляться за счет естественной или искусственной тяги. В первом случае тягу создает дымовая труба за счет разности плотностей атмосферного воздуха и дымовых газов: $\Delta p = Hg(\rho_в - \rho_г)$, где H — высота трубы, м; g — ускорение свободного падения, м/с^2; $\rho_в$ и $\rho_г$ — плотность воздуха и дымовых газов, кг/м^3. Искусственная тяга создается с помощью специальных центробежных или осевых вентиляторов (дымососов), создающих разрежение 1 ... 3 кПа, имеющих износостойкие (против истирания золой) лопатки и допускающих работу с газами повышенной температуры.

Очистка дымовых газов от твердых (зола) и газообразных (оксиды серы и азота) вредных веществ — важная экологическая задача. В результате сжигания органического топлива ежегодно в мире выбрасывается в атмосферу около 100 млн т золы и около 150 млн т диоксида серы. Для улавливания золы используют механические (сухие и мокрые) золоуловители циклонного типа, имеющие степень очистки 80 ... 90%, а также электрофильтры, обеспечивающие повышение степени очистки до 95 ... 99%. Для уменьшения выбросов в атмосферу оксидов серы применяется предварительная очистка топлива от серы, а для уменьшения выбросов оксида азота — выбор рациональных режимов горения.

Зола, уловленная из дымовых газов, и шлак, выпавший в топке, удаляются потоком воды по каналам — в виде пульпы (взвеси твердых частиц в воде) с помощью специальных *багерных насосов.*

16.7. ОСОБЕННОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ КОТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Техника безопасности. Эксплуатация котельных установок характеризуется повышенной опасностью, связанной при нарушении требований к конструкции и эксплуатации с возможностью взрыва, вызывающего большие разрушения и человеческие жертвы. Во избежание этого устройство и эксплуатация котельных установок должны отвечать определенным правилам. Они регламентируются Государственным комитетом СССР по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и атомной энергетике. Правила распространяются, в частности, на котлы и сосуды, работающие под давлением, трубопроводы пара и горячей воды.

Основной нормативный документ для котельных установок — «Правила устройства и безопасной эксплуатации паровых и водогрейных котлов». В соответствии с ним каждая котельная должна иметь технические паспорта на оборудование, схемы трубопроводов, соответствующие должностные и технологические инструкции. Последние определяют порядок подготовки котельной к отопительному сезону, пуска котельной в эксплуатацию после длительного перерыва в работе, уход за котлами во время работы, порядок останова котла как в нормальном режиме работы, так и в аварийных случаях и содержание котла в нерабочем состоянии. Дополнительно к инструкциям, связанным с правильной эксплуатацией котельной, отдельно составляются указания по ремонту оборудования, безопасной работе и охране труда персонала котельной. Соблюдение этих правил обеспечивает надежную, экономичную и безопасную для обслуживающего персонала работу котельной установки.

В процессе эксплуатации котельных установок происходят коррозия греющих поверхностей и других частей котла, накипеобразование, отложение шлака, износ прокладок движущихся частей и т. д. Это требует периодического осмотра котла, его ремонта и гидравлического испытания. Осмотр котла и его гидравлическое испытание называют *техническим освидетельствованием.*

После окончания отопительного сезона паровые и водогрейные котлы, работающие под избыточным давлением до 68,7 кПа, очищают и промывают, затем заполняют водой, подогревают ее на короткое время до 90 °С (для удаления из системы воздуха) и в заполненном виде оставляют на консервацию. В период консервации осуществляются ревизия и ремонт котельной установки. При подготовке котельной установки к отопительному сезону гидравлическое испытание проводят холодной водой на пробное давление, которое превышает давление в системе на

98,1 кПа, при этом избыточное давление в нижней точке системы должно быть не менее 294,3 кПа. Под пробным давлением система должна находиться в течение 300 с.

Автоматическое регулирование. Важнейшим элементом котельной установки являются контрольно-измерительные приборы, а также система автоматического регулирования, которая в общем случае состоит из устройств автоматического регулирования подачи воды, регулирования температуры перегретого пара, процесса горения, солесодержания котловой воды, пылеприготовления, устройств сигнализации, блокировки и защиты. Различают одно-, двух- и трехимпульсные регуляторы питания котлов, управляющие подачей по уровню воды в барабане и расходу пара, а также по уровню воды, расходу пара и перепаду давления на регулирующем клапане. Управление процессом горения топлива осуществляется регуляторами подачи топлива, воздуха и регулятором тяги.

Автоматическое регулирование котельной установки создает необходимые условия для ее безопасной работы, повышает экономичность (за счет поддержания оптимальных параметров эксплуатации), сокращает количество обслуживающего персонала и облегчает условия его труда.

Для предупреждения обслуживающего персонала о нарушениях нормальной работы котла (например, превышение предельного уровня воды в барабане или температуры перегретого пара, остановка дутьевого вентилятора, дымососа и т. д.) котельные установки оснащаются *устройствами звуковой и световой сигнализации.*

Блокировка применяется в целях обеспечения выполнения в определенной последовательности необходимых операций при пуске или останове отдельных механизмов котельной установки: отключение подачи топлива при внезапном останове дутьевого вентилятора, останов дутьевого вентилятора при прекращении работы дымососа и т. д.

К *защитным устройствам* котельной установки относятся предохранительные клапаны, которые устанавливают на барабане котла и на выходе перегревателя. При повышении давления пара сверх допустимого эти клапаны срабатывают, выпуская избыток пара.

Система автоматического регулирования котла зависит от его типа.

Схема автоматики водогрейных чугунных котлов с давлением пара до 68,7 кПа, работающих на газовом топливе, предусматривает приборы регулирования температуры воды в котле и приборы безопасности (отключения) при прекращении подачи газа или падении его давления перед горелками до минимально допустимого значения.

В системах автоматики паровых котлов с избыточным давлением пара до 68,7 кПа, работающих на газовом топливе, для регулирования температуры нагрева воды в бойлере (для горячего водоснабжения) установлен регулятор прямого действия (РПД). Остальные приборы системы автоматики те же, что и в водогрейных котлах.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое котельная установка, котельный агрегат, каковы их составные части, важнейшие характеристики? 2. Какие используются схемы движения воды и пароводяной смеси в котельной установке? 3. Запишите тепловой баланс парового котла, выражение для подсчета КПД котла брутто. 4. Дайте характеристику котлов, применяемых в сельскохозяйственном производстве. 5. Что такое конструктивный и поверочный расчет котельной установки? 6. Назовите основные элементы конструкции котлов и определите их назначение. 7. Охарактеризуйте вспомогательные системы и устройства котельных установок. 8. Какие системы и устройства применяются для обеспечения безопасности работы котельной установки?

Глава 17. ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЫ, ВОДОНАГРЕВАТЕЛИ, ГАЗОВЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

17.1. ТЕПЛОГЕНЕРАТОРЫ

Теплогенераторы предназначаются для воздушного отопления и вентиляции животноводческих построек, теплиц, ремонтных мастерских, гаражей и других помещений при отсутствии централизованного теплоснабжения. Теплогенераторы можно использовать для активного вентилирования ненагретым воздухом зерна, сена, а также для просушивания зданий при внутренних отделочных работах. Теплогенераторы работают на природном газе, керосине, дизельном и печном бытовом топливе.

В таблице 4 даны технические характеристики теплогенераторов, применяемых в сельскохозяйственном производстве.

Схема теплогенератора ТГ-2,5А приведена на рисунке 17.1. Теплогенератор имеет цилиндрический корпус *4*, изготовленный из жаростойкой, нержавеющей стали. Внутри корпуса размещаются дымоход, теплообменник *3*, главный вентилятор *1* с электродвигателем и кожухом. Теплообменник *3* имеет камеру сгорания и ребристый радиатор со вставками, предназначенными для замедления тяги.

К корпусу *4* прикреплены форсунка *6*, топливный отстойник *7*, станция управления *9* и датчик системы автоматики *5*.

Теплогенератор ТГ-2,5А представляет собой полностью автоматизированную теплогенерирующую установку для нагревания

4. Теплогенераторы, применяемые в сельскохозяйственном производстве

Марка	Характеристика				Вид топлива
	тепловая мощность, кВт	объем нагреваемого воздуха, м³/ч	температура нагретого воздуха, °С	КПД, %	
ТГ-1, 0А	116	6000...8000	48...58	87	Керосин
ТГ-1,5	175	10 000...14 000	35...50	89	Печное бытовое
ГТГ-1,5	175	10 000...14 000	35...50	90	Природный газ
ТГ-2,5А	290	14 000...18 000	50	89	Печное бытовое
ТГ-Ф-2,5Б	290	20 000	50	91	То же
ГТГ-2,5А	290	17 000	45...55	91	Природный газ
ТГ-3,5	408	25 000	53	90	Керосин, дизельное, печное бытовое
ТГ-Ф-350	408	22 500	53	91	Печное бытовое

воздуха продуктами сгорания топлива в поверхностном теплообменнике.

Главный осевой вентилятор подает холодный воздух в теплообменник *3*, при этом производительность вентилятора регулируется изменением угла поворота лопастей. Нагретый воздух из теплообменника *3* направляется к потребителю.

Форсунка *6* служит для распыливания и сжигания топлива, которое подается под давлением 0,98 ... 1,37 МПа через магнитный клапан в распылитель. Поток топлива, проходящий через распылитель, получает вращательно-вихревое движение и поступает в камеру сгорания теплогенератора в виде конуса.

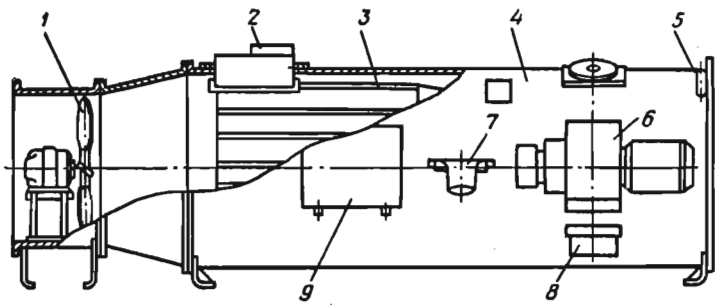


Рис. 17.1. Теплогенератор ТГ-2,5А:

1 — главный вентилятор с электродвигателем и кожухом; *2* — дымовая труба; *3* — теплообменник; *4* — корпус; *5* — датчик системы автоматики; *6* — форсунка; *7* — топливный отстойник; *8* — трансформатор зажигания; *9* — станция управления.

Воздушному потоку, подаваемому центробежным вентилятором, перед поступлением в камеру сгорания завихрителем также сообщается вращательно-вихревое движение, но противоположного с распыленным топливом направления. Продукты сгорания топлива проходят между вставками и ребрами теплообменника, передают им свою теплоту и через дымоход *2* уходят наружу.

Тепловой мощностью теплогенератора называется количество теплоты, получаемой в единицу времени, т. е.

$$\Phi_{тг} = Vc'(t''_в - t'_в), \qquad (17.1)$$

где V — объем нагретого воздуха, м³/с; c' — объемная теплоемкость воздуха, кДж/(м³·К); $t'_в$ и $t''_в$ — начальная и конечная температура воздуха, °С.

Пренебрегая физической теплотой топлива, получим КПД теплогенератора:

$$\eta_{тг} = \frac{\Phi_{тг}}{BQ^р_н}\ 100\ \%, \qquad (17.2)$$

где B — расход топлива, кг/с; $Q^р_н$ — низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

17.2. ВОДОНАГРЕВАТЕЛИ

Для отопительных целей и горячего водоснабжения выпускают автоматические газовые водонагреватели (АГВ) трех модификаций: АГВ-50М, АГВ-80М, АГВ-120. В основном они отличаются один от другого производительностью и габаритами. Их вместимость соответственно: 50, 80, 120 л (другие характеристики см. в табл. 5).

На рисунке 17.2 показан водонагреватель АГВ-80М, который имеет цилиндрический резервуар *1* и кожух *4*, между которыми помещена тепловая изоляция из шлаковаты. Внутри резервуара *1* размещается жаровая труба *5*. В нижней части водонагревателя расположена газовая горелка *11* инжекционного типа с запальником *10*. Чугунная насадка с отверстиями на диффузо-

5. Водонагреватели типа АГВ

Марка	Характеристика			
	тепловая мощность, кВт	продолжительность нагрева воды от 20 до 80 °С, мин	площадь отапливаемых помещений, м²	КПД, %
АГВ-50М	4,88	55	30...40	70
АГВ-80М	5,23	70	50...60	75
АГВ-120	10,47	60	75...85	75

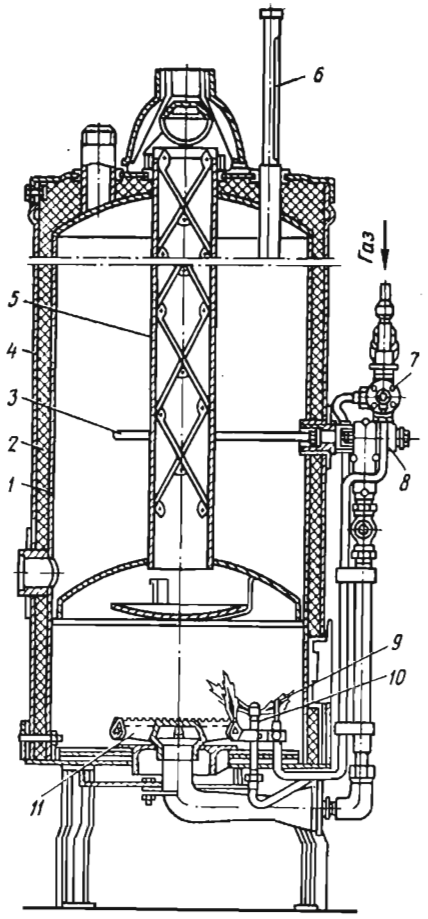


Рис. 17.2. Автоматический газовый водонагреватель АГВ-80М:

1 — резервуар; *2* — тепловая изоляция; *3* — латунная трубка; *4* — кожух; *5* — жаровая труба; *6* — термометр; *7* — электромагнитный клапан; *8* — терморегулятор; *9* — термопара; *10* — запальник; *11* - горелка.

ре смесителя предназначается для равномерного распределения теплоты по всему объему топки водонагревателя. Сопла горелок для сжигания сжиженного и природного газа имеют различные размеры выходных отверстий.

Работа газового водонагревателя автоматизирована. терморегулятор *8* служит для поддержания температуры нагреваемой воды в установленных пределах. Терморегулятор работает следующим образом. Чувствительным элементом терморегулятора является латунная трубка *3*, внутри которой помещается прикрепленный к ней инварный стержень. При заданной температуре воды стержень посредством системы рычагов действует на газовый клапан и удерживает его в открытом положении. Если температура воды превзойдет допустимый уровень, латунная трубка удлинится, оттянет инварный стержень и газовый клапан под усилием пружины закроется. В связи с этим произойдет отсечка газа и горелка погаснет.

При охлаждении воды до температуры, ниже установленной, латунная трубка укоротится, инварный стержень воздействует на рычаги регулятора, которые откроют газовый клапан.

Запальник *10* горит постоянно, газ к нему поступает через электромагнитный клапан *7*. Пламя запальника нагревает спай термопары *9*. Если запальник погаснет, спай термопары остынет, исчезнут электродвижущая сила в цепи и магнитное поле, удерживающее электромагнитный клапан в открытом положении, и клапан закроется. Подача газа прекратится.

Тепловая мощность водонагревателя $\Phi_в$, кВт, определяется по формуле

$$\Phi_в = W c_ш (t_г - t_х), \qquad (17.3)$$

где W — расход воды, кг/с; $c_ш$ — удельная теплоемкость воды, кДж/(кг·К); $t_г$ и $t_х$ — температуры горячей и холодной воды, °С.

КПД водонагревателя можно определить по формуле

$$\eta_в = \frac{\Phi_в}{B(Q_н^р + Q_т)} 100\ \%, \qquad (17.4)$$

где B — расход топлива, кг/с; $Q_т$ — физическая теплота топлива, кДж/кг.

17.3. ГАЗОВЫЕ ОТОПИТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ

Газовые отопительные приборы используются в качестве источников теплоты в жилых, служебных, сельскохозяйственных производственных и подсобных помещениях.

На рисунке 17.3 показан газовый отопительный прибор «Огонек», который предназначается для использования в жилых, служебных и подсобных помещениях площадью до 20 м². Прибор выполнен таким образом, что газовый тракт и топка изолированы от воздушной среды отапливаемого помещения. Газовый отопительный прибор «Огонек» представляет собой воздухонагреватель, который содержит теплообменник *2* и горелку *4*, размещенные в стальном кожухе *1*, который прикреплен к стенке помещения с вытяжным вентиляционным каналом или окном с форточкой. Зажигание газа производится через герметизиро-

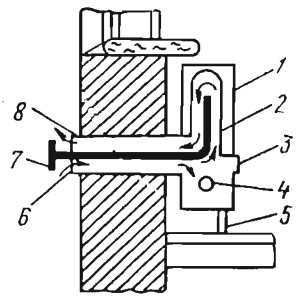


Рис. 17.3. Газовый отопительный прибор «Огонек»:

1 — кожух; *2* — теплообменник; *3* — герметизированный глазок; *4* — горелка; *5* — ножка; *6* — бетонная решетка; *7* — противоветровый щиток; *8* — бетонный короб.

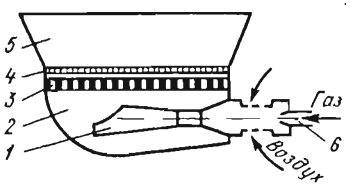


Рис. 17.4. Принципиальная схема газовой горелки инфракрасного излучения:

1 — инжекционный смеситель; *2* — распределительная камера; *3* — блок керамических плиток; *4* — металлическая сетка; *5* — рефлектор; *6* — сопло.

ванный глазок *3*. Воздух к горелке поступает снаружи помещения через бетонную решетку *6* и нижние каналы бетонного короба *8*. Продукты сгорания удаляются в атмосферу через верхние каналы короба *8*; прибор снабжен автоматическим устройством для регулирования подачи газа в горелку *4* в зависимости от температуры воздуха в помещении. При срыве пламени горелки *4* поступление газа прекращается электромагнитным клапаном.

Газоотопительный прибор «Огонек» имеет тепловую мощность 1860 Вт, КПД 80%, температуру нагретого воздуха на выходе 70 °С.

В сельскохозяйственном производстве применяются микрофакельные горелки, а также газовые горелки инфракрасного излучения (ГИИ), которые представляют собой отопительные приборы для беспламенного сжигания газа. Принципиальная схема газовой горелки инфракрасного излучения показана на рисунке 17.4. Газовоздушная смесь перемешивается в инжекционном смесителе *1* и поступает в распределительную камеру *2* и далее проходит через блок керамических плиток *3*. Эти плитки выполнены в виде объемной сетки, имеющей до 2000 каналов диаметром от 0,8 до 1,6 мм. Проходя по каналам блока керамических плиток *3*, газовоздушная смесь нагревается до температуры воспламенения и сгорает на поверхности блока, образуя ровное короткофакельное пламя.

Температура наружной поверхности блока достигает при этом 800...900 °С.

Основная часть теплоты (около 60%), выделяющаяся при горении, поступает в окружающую среду в виде лучистой энергии коротковолнового участка инфракрасной области спектра электромагнитных волн. Поэтому эти приборы называются горелками инфракрасного излучения.

Металлическая сетка *4* из жаропрочной стали способствует стабильности работы горелки, снижая влияние внешних потоков воздуха, обеспечивая равномерный нагрев керамики и повышение мощности излучения.

В газовых горелках инфракрасного излучения происходит полное сгорание газа, в продуктах сгорания практически отсутствуют продукты неполного сгорания — CO, C (сажа), смолы и др.

При включении горелки инфракрасного излучения сразу наступает ощущение теплового комфорта, так как инфракрасное отопление обладает малой тепловой инерцией, что позволяет пользоваться горелкой периодически по мере необходимости. Применение газовых горелок инфракрасного излучения в сельскохозяйственных производственных помещениях весьма пер-

6. Газовые горелки инфракрасного излучения

Марка	Характеристика		
	тепловая мощность, кВт	расход газа, м³/ч	избыточное давление газа, кПа
ГИИВ-1, ГИИВ-1А	2,80...5,25	0,28...0,53	0,59...1,96
«Звездочка»	1,80...3,15	0,18...0,32	0,49...1,57
ГИИ-19А	7,45	0,75	1,28

спективно, так как эта система обогрева экономичнее конвективного отопления.

В таблице 6 приведены технические характеристики газовых горелок инфракрасного излучения.

Приведенные характеристики горелок даны при условии сжигания природного газа, имеющего низшую теплоту сгорания 35 600 кДж/м³.

Общая тепловая мощность (нагрузка) горелки определяется по формуле

$$\Phi_г = V_г Q^р_н, \qquad (17.5)$$

где $V_г$ — расход газа на горелку, м³/с; $Q^р_н$ — низшая теплота сгорания газа, кДж/м³.

Необходимое для отопления помещения число горелок подсчитывают по формуле

$$n = \Phi_{от}/\Phi_г, \qquad (17.6)$$

где $\Phi_{от}$ — тепловой поток, необходимый для отопления помещения, кВт.

Расход газа на одну горелку $V_г$ будет равен:

$$V_г = \Phi_г/Q^р_н. \qquad (17.7)$$

Суточный расход газа $V_{общ}$, м³/сут, всеми горелками подсчитывают следующим образом:

$$V_{общ} = 3600 V_г n \tau, \qquad (17.8)$$

где τ — продолжительность работы горелок в течение суток, ч.

Контрольные вопросы и задания

1. Для чего предназначаются и как устроены теплогенераторы? 2. Как определяются тепловая мощность и КПД теплогенератора? 3. Как устроены водонагреватели? 4. Расскажите об автоматизации водонагревателей. 5. Как подсчитываются тепловая мощность и КПД водонагревателя? 6. Как устроен и работает газовый отопительный прибор «Огонек»? 7. Расскажите о принципе действия газовой горелки инфракрасного излучения. 8. Как определяется тепловая мощность горелки? 9. Как подсчитывается суточный расход газа всеми газовыми горелками?

Глава 18. КОМПРЕССОРЫ

18.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Компрессорные машины (компрессоры) предназначены для сжатия и перемещения газов. Компрессоры приводятся в действие электродвигателями, двигателями внутреннего сгорания или турбинами. Они могут быть классифицированы следующим образом.

По назначению компрессоры подразделяют на воздушные и газовые.

Наибольшее распространение в сельском хозяйстве получили воздушные компрессоры, которые вырабатывают сжатый воздух. Как энергоноситель сжатый воздух широко используется в сельскохозяйственном производстве для привода различных пневмомеханизмов, вибраторов, обрубных молотов, для принудительной подачи топлива при заправке двигателей тракторов и комбайнов, а также для нагнетания воздуха в шины колес.

Газовые компрессоры служат для перекачивания природного газа, сжатия кислорода и других газов.

По принципу действия компрессоры разделяются на поршневые (объемные) и турбокомпрессоры. В поршневых компрессорах, работающих по объемному (вытеснительному) принципу, газ впускается в цилиндр и сжимается в нем поршнем до заданного давления и затем вытесняется в газопровод. Характерная особенность поршневых компрессоров — периодичность рабочего процесса.

Турбокомпрессоры работают по динамическому принципу, в них сжатие осуществляется вследствие использования сил инерции потока газа. Вращающимися лопастями, лопатками или дисками со специальными каналами газу сообщается кинетическая энергия, причем поток газа приобретает высокую скорость. Затем в специальных диффузорах поток газа тормозится и его кинетическая энергия преобразуется в потенциальную, при этом давление газа значительно повышается. Характерной особенностью турбокомпрессоров является непрерывность рабочего процесса.

Турбокомпрессоры по направлению движения потока разделяются на *центробежные* и *осевые*. В центробежных турбокомпрессорах поток газа движется радиально, т. е. перпендикулярно оси вращения ротора, а в осевых — поток параллелен оси вращения ротора.

По величине создаваемого давления компрессорные машины подразделяются на вентиляторы, нагнетатели или газодувки и собственно компрессоры.

Компрессоры низкого давления называют *вентиляторами*, степень повышения давления у них не более 1,5. Они широко применяются для перемещения и подачи воздуха в калориферы, топки, сушильные установки, теплогенераторы.

Нагнетатели, или *газодувки*, имеют степень повышения давления не более 1,15, в процессе сжатия газ в них не охлаждается.

У компрессоров степень повышения давления более 1,15, и они снабжены устройством для охлаждения газов в процессе их сжатия.

18.2. УСТРОЙСТВО И РАБОТА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

В поршневом компрессоре сжатие воздуха осуществляется поршнем, совершающим возвратно-поступательное движение. Компрессор приводится в действие от электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания. Поршневые компрессоры подразделяются следующим образом: по кратности действия — *простые* и *двойные*, по числу ступеней сжатия — *одноступенчатые* и *многоступенчатые*; по расположению цилиндров — *горизонтальные*, *вертикальные*, *звездообразные* или V-*образные*; по числу цилиндров — *одноцилиндровые* и *многоцилиндровые*.

Поршневые компрессоры применяют при необходимости обеспечения значительного сжатия газа.

Конструктивная схема одноступенчатого компрессора двойного действия показана на рисунке 18.1.

Компрессор имеет цилиндр *1*, внутри которого размещается поршень *2*. Цилиндр *1* с обеих сторон закрыт крышками и имеет две рабочие полости. Такие цилиндры называют цилиндрами двойного действия в отличие от цилиндров простого действия с одной рабочей полостью. Вращательное движение кривошипа *6* с помощью шатуна *5* преобразуется в поступательное движение

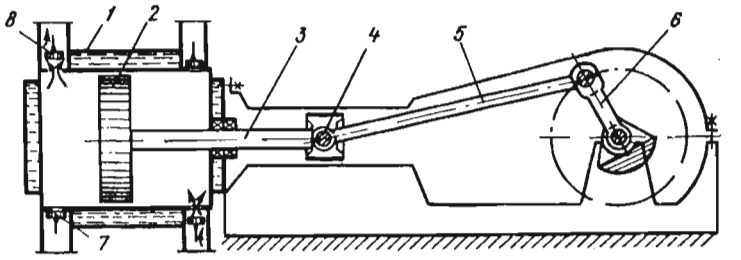


Рис. 18.1. Схема одноступенчатого поршневого компрессора:
1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — шток; *4* — крейцкопф; *5* — шатун; *6* — кривошип; *7* и *8* — впускной и выпускной клапаны.

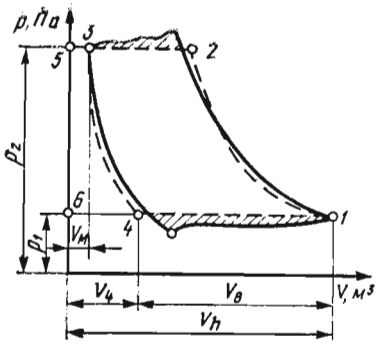


Рис. 18.2. Действительная индикаторная диаграмма процессов поршневого компрессора.

крейцкопфа (ползуна) *4*, который перемещается по направляющим и посредством штока *3* передает движение поршню.

В стенках цилиндра *1* установлены впускной *7* и выпускной *8* клапаны, которые открываются и закрываются за счет перепада давлений между рабочей полостью и соответствующей камерой (впускной и выпускной).

На рисунке 18.2 показана действительная индикаторная диаграмма процессов поршневого компрессора. Перепад давлений, благодаря которому делается возможным открытие клапанов и преодоление их гидравлических сопротивлений, требует дополнительных затрат работы по сравнению с теоретическим рабочим процессом компрессора. На индикаторной диаграмме площадки, соответствующие дополнительной работе, заштрихованы. При впуске воздуха давление в цилиндре ниже атмосферного (кривая *4-1*). При обратном ходе поршня происходит политропное сжатие воздуха (кривая *1-2*). Кривая *2-3* характеризует процесс нагнетания, а кривая *3-4* соответствует процессу расширения воздуха, оставшегося в рабочей полости.

Объем газа $V_м$, который остается в рабочей полости цилиндра в конце нагнетания и из которой он не может быть вытеснен при нагнетании, называется *мертвым объемом*. Отношение объема $V_м$ к объему описываемому поршнем $V_п$ называется *относительным объемом мертвого пространства:*

$$\alpha = V_м / V_п. \qquad (18.1)$$

Эта величина существенно влияет на подачу компрессора, обычно $\alpha = 0{,}03 \ldots 0{,}08$.

В связи с тем что остаток газа в мертвом пространстве расширяется по линии *3-4* (рис. 18.2), впуск газа в цилиндр начинается в точке *4*. Поэтому объем $V_в$ фактически поступившего в цилиндр газа меньше объема $V_п$, описываемого поршнем. Отношение объема впускаемого газа $V_в$ к объему, описываемому поршнем $V_п$, называется *объемным коэффициентом*:

$$\lambda_V = V_в / V_п. \qquad (18.2)$$

Для выпускаемых в настоящее время компрессоров $\lambda_V = 0{,}7 \ldots 0{,}9$. Объемный коэффициент оценивает степень использования рабочего объема цилиндра без учета возможных утечек

газа через клапаны, сальники, подогрева газа в процессе впуска и т. д. Поэтому для полной оценки степени использования рабочего объема цилиндра служит коэффициент подачи λ, равный отношению действительной подачи компрессора $V_д$ к теоретической подаче $V_т$:

$$\lambda = V_д / V_т. \qquad (18.3)$$

Коэффициент подачи определяется при испытаниях компрессоров и находится в пределах 0,6 ... 0,85.

18.3. ПОКАЗАТЕЛИ, ХАРАКТЕРИЗУЮЩИЕ РАБОТУ КОМПРЕССОРА

Количество газа, которое подается компрессором в единицу времени, называется *подачей*. Различают объемную V_0 ($м^3/с$) и массовую m (кг/с) подачи. В технических характеристиках компрессоров в большинстве случаев указывается объемная подача, отнесенная к условиям впуска или нормальным условиям (температура 20 °С, давление 101,325 кПа). Давление, развиваемое различными компрессорами, находится в широких пределах.

Выпускаются поршневые компрессоры, которые могут сжимать газ до давления свыше 80 МПа.

Индикаторная мощность одноцилиндрового компрессора простого действия находится по формуле

$$N_i = p_i F S n / 60, \qquad (18.4)$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па; F — площадь поршня, $м^2$; S — ход поршня, м; n — частота вращения вала компрессора, $мин^{-1}$.

Среднее индикаторное давление может быть высчитано аналитически, однако чаще всего его определяют по индикаторной диаграмме, снятой с действующего компрессора.

Мощность, подводимая к валу компрессора и называемая *эффективной мощностью*, больше индикаторной мощности на величину механических потерь в самом компрессоре:

$$N_e = N_i / \eta_м, \qquad (18.5)$$

где $\eta_м$ — механический КПД компрессора. Для поршневых компрессоров $\eta_м = 0{,}85 \ldots 0{,}95$.

Совершенство работы машин характеризуется *изотермным* и *адиабатным КПД*.

Для охлаждаемого компрессора применяют изотермный КПД. За эталон принят компрессор, работающий без потерь с изотермным процессом сжатия:

$$\eta_{из} = N_{из} / N_i. \qquad (18.6)$$

Таким образом, изотермный КПД равен отношению мощности, потребляемой компрессором при изотермном процессе сжатия $N_{из}$, к индикаторной мощности N_i.

Изотермный КПД поршневых компрессоров с водяным охлаждением составляет 0,6 ... 0,7.

Для неохлаждаемых машин используют адиабатный КПД. За эталон принят компрессор, работающий без тепловых и механических потерь с адиабатным процессом сжатия:

$$\eta_{ад} = N_{ад}/N_i, \qquad (18.7)$$

где $N_{ад}$ — мощность, потребляемая компрессором при адиабатном сжатии.

Адиабатный КПД неохлаждаемых компрессоров составляет 0,67 ... 0,82, а осевых — 0,84 ... 0,9.

18.4. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Одноступенчатые поршневые компрессоры с водяной рубашкой охлаждения выпускаются для сжатия газа до давления менее 0,6 МПа. Многоступенчатые компрессоры служат для получения сжатого газа более высокого давления, причем газ охлаждается как в водяной рубашке цилиндра, так и в охладителях после каждой ступени. Применение многоступенчатого сжатия уменьшает затраты мощности на привод компрессора.

На рисунке 18.3 показан вертикальный двухступенчатый компрессор 200В-10/8, подача которого 600 м^3/ч, конечное давление 0,9 МПа, а мощность электродвигателя 80 кВт при частоте вращения 730 мин$^{-1}$.

Компрессор имеет два цилиндра простого действия. Блок-картер и крышки цилиндров *7* и *8* представляют собой единую отливку и образуют корпус *2* компрессора. В цилиндрах размещены гильзы *4* и *11* высокого и низкого давления. Поршни *5* и *9* цилиндров высокого и низкого давления посредством шатунов *3* и *10* соединяются с коленчатым валом *1*, на котором укреплен маховик *12*. Цилиндры закрыты крышками *7* и *8*, в которых установлены клапанные коробки с пластинчатыми кольцевыми клапанами.

Компрессор имеет водяное охлаждение, и между ступенями давления производится промежуточное охлаждение воздуха в трубчатом охладителе *6*.

18.5. КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ

Компрессоры могут устанавливаться единично или группами. Они снабжаются вспомогательным оборудованием и различными приборами. Основным оборудованием компрессор-

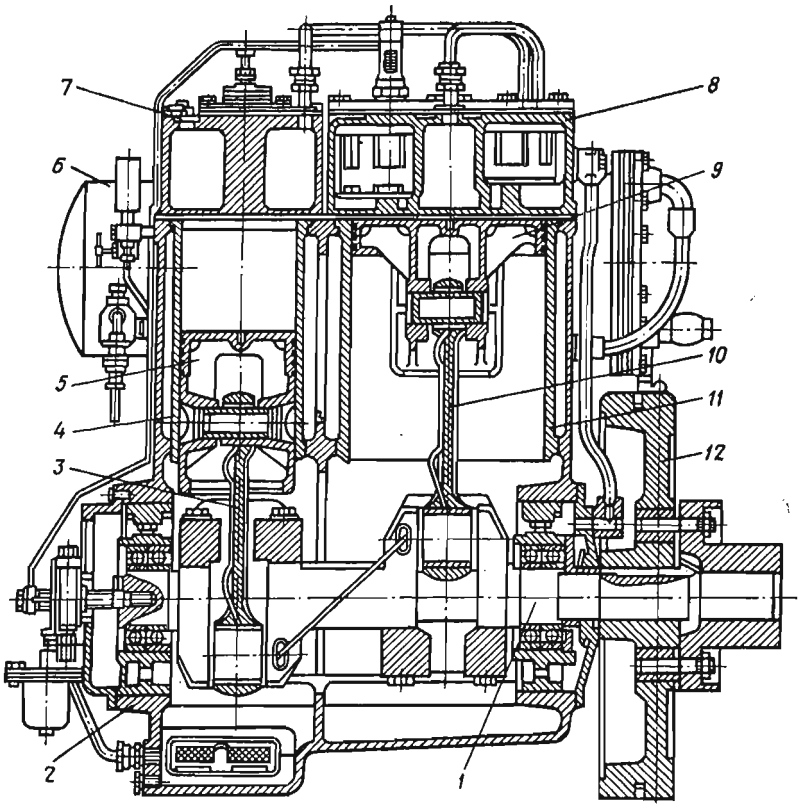


Рис. 18.3. Двухступенчатый вертикальный компрессор 200В-10/8:

1 — коленчатый вал; *2* — корпус; *3* и *10* — шатуны ступеней высокого и низкого давления; *4* и *11* — гильзы цилиндров высокого и низкого давления; *5* и *9* — поршни цилиндров высокого и низкого давления; *6* — трубчатый холодильник; *7* и *8* — крышки цилиндров высокого и низкого давления; *12* — маховик.

ной установки являются компрессор с двигателем, маслоотделитель, охладители и ресивер. Вспомогательным оборудованием являются фильтр на впускной трубе компрессора, предохранительные клапаны и контрольно-измерительная аппаратура.

На рисунке 18.4 показана схема компрессорной установки с поршневым двухступенчатым компрессором. Во время работы воздух из атмосферы поступает в воздухозаборник *3*, приемный трубопровод *4*, фильтр *5*, отводящий трубопровод *6* и затем направляется в цилиндр первой ступени сжатия компрессора *2*.

Сжатый воздух в первой ступени по промежуточному трубопроводу *7* попадает в промежуточный охладитель *8*. Затем охлажденный воздух направляется в цилиндр второй ступени

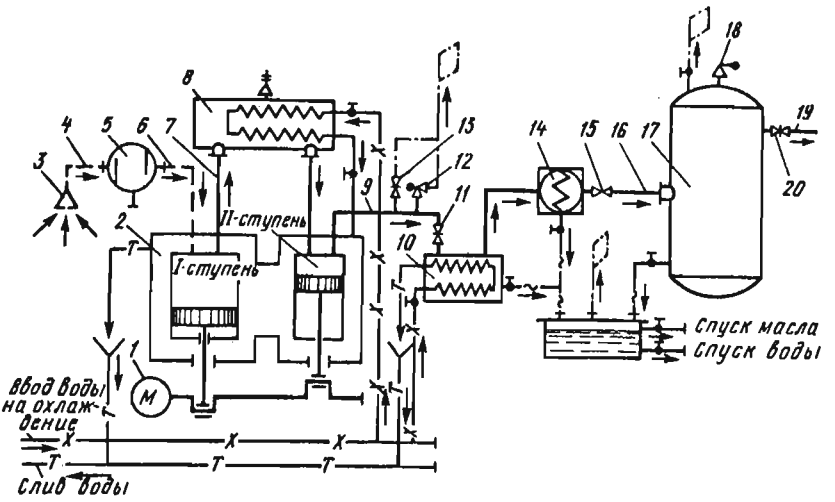


Рис. 18.4. Компрессорная установка:

1 - двигатель компрессора; *2* — компрессор; *3* — воздухозаборник; *4* — приемный трубопровод; *5* — фильтр; *6* — отводящий трубопровод; *7* — промежуточный трубопровод; *8* — промежуточный охладитель; *9* — подводящий трубопровод конечного охладителя; *10* — конечный охладитель; *11*, *13* и *20* — задвижки; *12* — выпускной клапан; *14* — маслоотделитель; *15* — обратный клапан; *16* — нагнетательный трубопровод; *17* — ресивер; *18* — предохранительный клапан; *19* — трубопровод.

сжатия, откуда по трубопроводу *9* он поступает в конечный проточный водяной охладитель *10*. Из него воздух направляется в маслоотделитель *14* и далее через обратный клапан *15* по нагнетательному трубопроводу *16* в ресивер *17*, из которого по трубопроводу *19* к потребителю.

Компрессорная установка имеет двигатель *1*, а также снабжена запорной аппаратурой, предохранительным клапаном *18* на ресивере *17* и задвижками *11*, *13* и *20* трубопроводов. Компрессорная установка оснащена следующими измерительными приборами: вакуумметром на впускной магистрали, манометрами в линии нагнетания и термометрами для измерения температуры воздуха и воды в обеих ступенях сжатия. Показания контрольно-измерительных приборов в крупных компрессорных установках передаются дистанционно на центральный щит.

Контрольные вопросы и задания

1. Какова классификация компрессорных машин? 2. Расскажите о действительной индикаторной диаграмме поршневого компрессора. 3. Назовите показатели, характеризующие работу компрессора. 4. Как находится индикаторная мощность компрессора? 5. Как определяется эффективная мощность компрессора? 6. Что называется изотермным КПД компрессора? 7. Как работают многоступенчатые компрессоры? 8. Расскажите об оборудовании компрессорной установки.

Глава 19. ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

19.1. КЛАССИФИКАЦИЯ

Двигателем внутреннего сгорания называют такой тепловой двигатель, у которого химическая энергия топлива преобразуется в тепловую непосредственно внутри двигателя.

Двигатели внутреннего сгорания классифицируют по следующим признакам.

По способу осуществления рабочего цикла различают двигатели четырехтактные и двухтактные. В четырехтактных двигателях все процессы рабочего цикла осуществляются за четыре хода поршня, соответствующих двум оборотам коленчатого вала, в двухтактных — за два хода поршня или один оборот коленчатого вала.

По роду применяемого топлива различают двигатели с жидкостным (бензин, дизельное топливо); газообразным (газы — генераторный, природный, сжиженный); газожидкостным (основное топливо — газ, а запальное — жидкость) топливом и многотопливные (легкое и тяжелое топливо).

По способу смесеобразования различают двигатели с внутренним и внешним смесеобразованием. Под смесеобразованием понимают процесс приготовления горючей смеси с целью подготовки топлива к сжиганию его 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 зажигание ее осуществляется от постороннего источника — электрической искры.

По способу воспламенения рабочей смеси различают 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 жидкого запального 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 вертикальным, горизонтальным, 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 — от 100 до 350 мин$^{-1}$; среднеоборотные — от 350 до 750 и высокооборотные — от 750 до 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 (диаметр 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 над чертой — диаметр цилиндра, под чертой — ход поршня. Например, двигатель 12ЧН 18/20 — двенадцатицилиндровый, четырехтактный с газотурбинным наддувом, диаметром цилиндра 18 см и ходом поршня 20 см.

19.2. РАБОЧИЕ ЦИКЛЫ ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ И ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Общие сведения. Совокупность различных процессов, происходящих в цилиндре в определенной последовательности, называется *рабочим циклом.* При работе двигателя циклы периодически повторяются. Положения кривошипно-шатунного механизма, при которых ось шатуна лежит в плоскости кривошипа, называются *мертвыми точками.*

Крайнее положение поршня, при котором расстояние от него до вала достигает максимума, называется *внутренней мертвой точкой (в. м. т.)*, а положение, при котором расстояние минимальное, — *наружной мертвой точкой (н. м. т.)*.

Путь поршня от в. м. т. до н. м. т. 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 в. м. т.; *полный объем цилиндра* — объем внутренней полости цилиндра при положении в н. м. т.; *рабочий объем цилиндра* — объем, описываемый поршнем между мертвыми точками. Отношение полного объема цилиндра к объему камеры сгорания называется *степенью сжатия*.

Рабочий цикл четырехтактного двигателя. Работа четырехтактного дизеля показана на рисунке 19.1. Графическое представление о характере изменения давления газов в цилиндре по

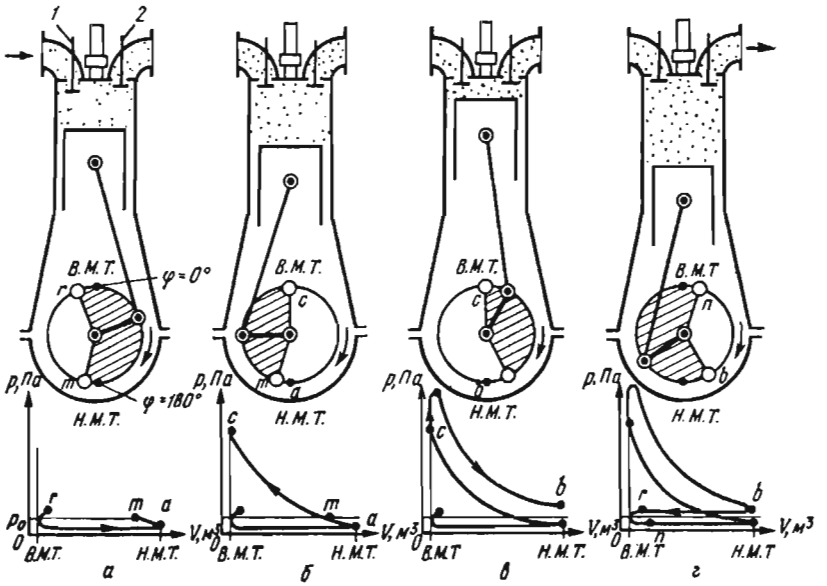


Рис. 19.1. Схемы работы четырехтактного дизеля и индикаторные диаграммы: *а* — впуск; *б* — сжатие; *в* — расширение; *г* — выпуск; *1* — впускной клапан; *2* — выпускной клапан.

ходу поршня в процессе осуществления рабочего цикла дают индикаторные диаграммы, помещенные на этом рисунке.

Первый такт — впуск (рис. 19.1, *а*). Впуск свежего воздуха в цилиндр осуществляется при перемещении поршня вниз от в. м. т. Впускной клапан *1* открыт, а выпускной *2* — закрыт. Впускной клапан открывается с некоторым опережением, т. е. до прихода поршня в в. м. т., а закрывается с некоторым запаздыванием, т. е. после прихода поршня в н. м. т. Во время перемещения поршня вниз в цилиндре двигателя создается разрежение и наружный воздух по впускному трубопроводу поступает в цилиндр и заполняет его.

На индикаторной диаграмме точка *r* соответствует положению поршня в начале такта впуска, в это время камера сгорания заполнена остатками продуктов сгорания, их давление выше атмосферного и равно p_0. При ходе поршня к н. м. т. цилиндр заполняется свежим воздухом, из-за сопротивления впускаемой системы давление в цилиндре становится ниже атмосферного. Линия *ra* на диаграмме соответствует впуску.

Второй такт — сжатие (рис. 19.1, *б*). Этот такт начинается при движении поршня к в. м. т. и закрытых клапанах. При некотором перемещении поршня давление в цилиндре становится одинаковым с давлением p_0 на впуске (точка *m* на индикаторной диаграмме), затем давление повышается (линия *mc*). Воздух в цилиндре сжимается до 3,4 ... 3,9 МПа и нагревается до 500 ... 600 °С и более.

В конце второго такта в цилиндр впрыскивается распыленное жидкое топливо с некоторым опережением, $\varphi = 10 \ldots 20°$ (угол поворота кривошипа коленчатого вала относительно в. м. т.). В конце процесса сжатия начинается горение топлива.

Третий такт — расширение, или рабочий ход (рис. 19.1, *в*). Во время этого такта происходит горение топлива и расширение продуктов сгорания. Горение топлива сопровождается выделением большого количества теплоты. Оба клапана закрыты. Максимальное давление при сгорании топлива у малооборотных дизелей 5 ... 7 МПа, у средне- и высокооборотных 6 ... 12. Температура газа в конце горения топлива тем выше, чем больше давление, и колеблется от 1600 до 2000 °С.

Такт расширения протекает при движении поршня к н. м. т.; при этом в начале такта идет интенсивное горение топлива, температура и давление газов резко повышаются (участок *cz*). При последующем расширении давление газов падает, газы совершают полезную работу (участок *zb*). На диаграмме такту расширения соответствует линия *czb*.

Четвертый такт — выпуск (рис. 19.1, *г*). При движении поршня к в. м. т. (линия *br*) начинается выпуск. Выпускной

клапан *2* открывается в конце рабочего хода, вблизи н. м. т., при этом внутренняя полость цилиндра сообщается с атмосферой и продукты сгорания с давлением выше атмосферного выходят в окружающую среду. Температура отработавших газов 350 ... 450 °С, а давление 0,3 ... 0,4 МПа.

Опережение открытия выпускного клапана необходимо для того, чтобы к началу движения поршня к в. м. т. часть газов вышла через открытый выпускной клапан и давление в цилиндре понизилось, иначе пришлось бы преодолевать значительное усилие, возникающее от давления газов на поршень. Поршень, двигаясь вверх, выталкивает продукты сгорания наружу, освобождая цилиндр для новой порции свежего воздуха.

Рабочий цикл двухтактного двигателя. На рисунке 19.2 показана схема работы двухтактного дизеля с прямоточной клапанно-щелевой схемой газообмена.

Первый такт (рис. 19.2, *а*). Поршень перемещается от в. м. т. к н. м. т. В цилиндре в это время осуществляется сгорание (линия *cz*) и начинается расширение газов. Под давлением газов поршень движется вниз, совершая рабочий ход. В конце рабочего хода до прихода поршня к выпускным окнам открываются выпускные клапаны *4* и продукты сгорания вытекают в выпускной трубопровод. Давление в цилиндре быстро падает (линия *mn*). Когда давление в цилиндре станет примерно равным давлению воздуха в ресивере *7*, поршень *3* открывает выпускные окна *8*. Воздух из продувочного насоса *2* направляется через впускные окна в цилиндр и вытесняет отработавшие газы в выпускной трубопровод *6*. Таким образом осуществляется газообмен-процесс *па*.

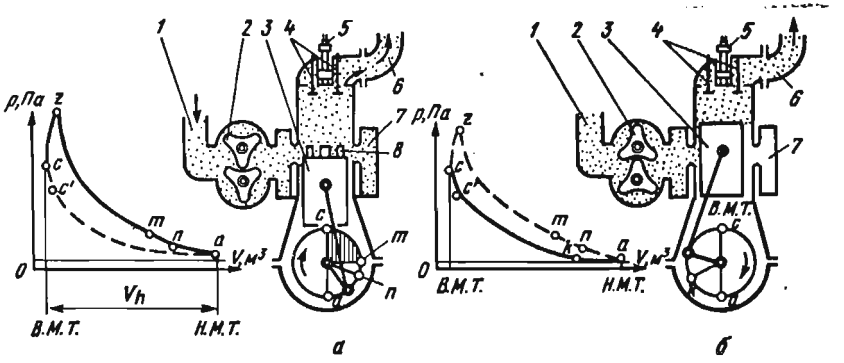


Рис. 19.2. Схема работы двухтактного дизеля и индикаторные диаграммы:
а — первый такт; *б* — второй такт; *1* — впускной трубопровод; *2* — продувочный насос; *3* — поршень; *4* — выпускной клапан; *5* — форсунка; *6* — выпускной трубопровод; *7* — ресивер; *8* — выпускное окно.

Второй такт (процесс *ac* на рис. 19.2, *б*). Поршень перемещается от н. м. т. к в. м. т. В начале такта продолжается газообмен, конец которого определяется моментом закрытия впускных окон и выпускных клапанов (точка *k*). При движении поршня вверх воздух, заключенный в цилиндре, сжимается. В конце такта сжатия (точка *c*) в цилиндр форсункой *5* впрыскивается топливо, которое благодаря высокой температуре воздуха самовоспламеняется и сгорает. Подача топлива форсункой заканчивается во время сгорания. Затем рабочий цикл повторяется снова в той же последовательности.

19.3. ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Показатели эффективности. К этим показателям относятся среднее индикаторное и среднее эффективное давления, индикаторная и эффективная мощности.

Графическое представление о характере изменения давления газов в цилиндре по ходу поршня в процессе осуществления рабочего цикла дает индикаторная диаграмма (рис. 19.3). Эта диаграмма снимается во время работы двигателя индикатором.

По площади индикаторной диаграммы характеризуют работу двигателя за цикл. Она состоит из площади, соответствующей «положительной» индикаторной работе F_1, полученной при совершении тактов расширения и сжатия, и площади F_2, соответствующей работе, затрачиваемой при осуществлении тактов выпуска и впуска (рис. 19.3). Таким образом, на выпуск газов и наполнение свежим зарядом затрачивается работа, которая будет «отрицательной».

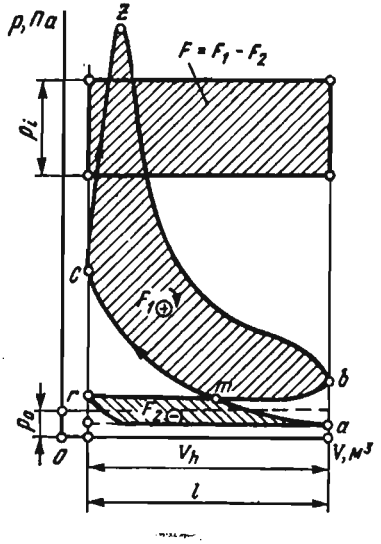


Рис. 19.3. Индикаторная диаграмма рабочего цикла четырехтактного двигателя.

Если предположить, что на поршень двигателя в течение одного рабочего хода действует условное постоянное давление p_i, совершающее работу равную L_i, то

$$L_i = p_i V_h. \qquad (19.1)$$

Давление p_i называется *средним индикаторным давлением*, его величина представляет собой высоту прямоугольника, основание которого равно рабочему объему цилиндра V_h, а площадь F равна площади индикаторной диаграммы,

Среднее индикаторное давление p_i, Па, определяют следующим образом:

$$p_i = Fa/l, \tag{19.2}$$

где F — полезная площадь диаграммы, мм^2; a — масштаб давления, Па/мм; l — длина диаграммы, мм.

Индикаторной мощностью называется мощность, развиваемая газами внутри цилиндров двигателя, ее находят по формуле

$$N_i = \frac{iV_h p_i n}{30\tau}, \tag{19.3}$$

где N_i — индикаторная мощность, кВт; i — число цилиндров; V_h — рабочий объем цилиндра, л; p_i — среднее индикаторное давление, мПа; n — частота вращения, мин$^{-1}$; τ — тактность двигателя (для четырехтактных двигателей равна четырем, для двухтактных — двум).

Индикаторная мощность двигателя не полностью используется на полезную работу, часть мощности затрачивается на внутренние механические потери, а также на привод различных механизмов и устройств. Мощность, затрачиваемая на совершение полезной работы, т. е. передаваемой на вал двигателя, называется *эффективной мощностью*, она меньше индикаторной на мощность механических потерь, т. е.

$$N_e = N_i - N_м, \tag{19.4}$$

где N_e — эффективная мощность; $N_м$ — мощность механических потерь.

Эффективную мощность обычно определяют на стенде, снабженном нагрузочным устройством (тормозом), позволяющим оценить крутящий момент. Одновременно производится измерение частоты вращения коленчатого вала

$$N_e = M_e n/9550, \tag{19.5}$$

где M_e — крутящий момент, Н·м.

Среднее эффективное давление служит для сравнительной оценки эффективности двигателей различной конструкции, его определяют по формуле

$$p_e = \frac{0{,}00314\, M_e \tau}{iV_h}, \tag{19.6}$$

где p_e — среднее эффективное давление, МПа.

Тогда эффективная мощность, N_l, кВт, будет:

$$N_e = \frac{iV_h p_e n}{30\tau}. \tag{19.7}$$

Показатели экономичности и совершенства конструкции. Показателями экономичности двигателей являются индикатор-

ный и эффективный КПД, удельный расход топлива, а также тепловой баланс.

Индикаторным КПД называется отношение количества теплоты, превращенной в индикаторную работу, ко всему количеству теплоты, затраченной на получение этой работы, т. е.

$$\eta_i = Q_i / Q^p_н. \tag{19.8}$$

Индикаторный КПД составляет: для карбюраторных двигателей — 0,28 ... 0,38, для быстроходных дизелей — 0,43 ... 0,52, для газовых двигателей — 0,28 ... 0,34.

Индикаторный удельный расход топлива дает оценку экономичности двигателя по количеству топлива, израсходованного на 1 кВт·ч:

$$g_i = G_т / N_i, \tag{19.9}$$

где $G_т$ — часовой расход топлива, кг.

Для карбюраторных двигателей g_i составляет 0,245 ... 0,300, для высокооборотных дизелей — 0,175 ... 0,205 кг/(кВт·ч).

Эффективный КПД оценивает степень использования теплоты топлива с учетом тепловых и механических потерь:

$$\eta_e = Q_e / Q^p_н = \eta_м \eta_i, \tag{19.10}$$

где $\eta_м = N_e / N_i$ — механический КПД.

Величина эффективного КПД для двигателей находится в пределах 0,20 ... 0,45.

Удельный эффективный расход топлива равен отношению расхода топлива $G_м$ к эффективной мощности N_e, т. е.

$$g_e = G_м / N_e. \tag{19.11}$$

Он равен у карбюраторных двигателей 0,30... 0,32, у быстроходных дизелей — 0,22 ... 0,24 кг/(кВт·ч).

Тепловой баланс показывает распределение теплоты на полезную работу и тепловые потери. Если обозначить количество теплоты, выделенной 1 кг топлива при полном сгорании, через $Q_н^p$, то тепловой баланс будет:

$$Q^p_н = Q_e + Q_{газ} + Q_{охл} + Q_{хим} + Q_{ост}, \tag{19.12}$$

где $Q_н^p$ — низшая теплота сгорания топлива; Q_e — теплота, преобразованная в эффективную работу (полезная); $Q_{газ}$ — теплота, унесенная отработавшими газами; $Q_{охл}$ — теплота, унесенная охлаждающей водой; $Q_{хим}$ — потери теплоты из-за химической неполноты сгорания; $Q_{ост}$ — другие потери теплоты (остаточный член баланса, в который частично входят потери на трение и потери в окружающую среду).

Тепловой баланс двигателей различных типов при нормальной нагрузке представлен в таблице 7.

7. Тепловой баланс двигателей, %

Составляющие баланса	Двигатели		
	дизель	карбюраторный	газовый
Полезная теплота	41...32	26...18	28...18
Потеря теплоты с охлаждающей водой	29...35	15...20	30...45
Потеря теплоты с уходящими газами	25...40	45...50	34...40
Прочие потери	5...8	8...12	8...10
Низшая теплота сгорания топлива	100	100	100

К показателям совершенства конструкции двигателей относятся механический КПД и литровая мощность.

Механический КПД — отношение эффективной мощности к индикаторной, т. е.:

$$\eta_м = N_e/N_i. \qquad (19.13)$$

Он характеризует механические потери в двигателе, которые составляют от 10 до 30% мощности, развиваемой в рабочих цилиндрах. Мощность, приходящаяся на 1 л рабочего объема двигателя, называется *литровой*.

Рабочий цикл двигателя оценивают также *относительным КПД* $\eta_о$, который представляет собой отношение индикаторного КПД к термическому, т. е.

$$\eta_о = \eta_i/\eta_t. \qquad (19.14)$$

Этот КПД характеризует совершенство действительного цикла по сравнению с теоретическим циклом двигателя.

19.4. АВТОМАТИЗАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Автоматизация двигателей увеличивает производительность и улучшает условия труда. Автоматизированные двигатели применяют на передвижных и стационарных электроагрегатах.

В систему комплексной автоматизации на установках с двигателями внутреннего сгорания входят: автоматическое регулирование частоты вращения коленчатого вала двигателя и напряжения генератора, а также температуры воды и масла в двигателе; автоматический (или дистанционный) пуск двигателя и ввод его под нагрузку; автоматическая сигнализация о состоянии контролируемых параметров двигателя (температура, давление); автоматическая защита (остановка) двигателя при достижении контролируемыми параметрами (температура, давление, частота вращения) аварийных значений; автоматическая

(или дистанционная) остановка двигателя; автоматическое выполнение операций по обслуживанию двигателей.

Применяют три степени автоматизации установок двигателей внутреннего сгорания.

Первая степень автоматизации (наименьшая) сводится к оборудованию дизель-генератора устройствами аварийно-предупредительной сигнализации и защиты. Дизель-генератор, автоматизированный таким образом, предназначен для станций, где постоянно присутствует обслуживающий персонал, осуществляющий пуск агрегата, уход за ним, управление вспомогательными механизмами и т. д. Такой дизель-генератор оборудуется несколькими приборами, контролирующими основные рабочие параметры (температуру масла и воды, давление масла, частоту вращения). Если при работе эти параметры превышают норму, подаются предупредительные сигналы или с помощью специального защитного устройства (стоп-устройства) дизель останавливается.

Вторая степень автоматизации предусматривает широкое применение автоматического и дистанционного управления дизель-генератором. Устройства автоматизации в этом случае должны обеспечивать: автоматический или дистанционный пуск дизеля; управление прогревом и выходом дизеля под нагрузку; дистанционный или автоматический ввод в синхронизм (в параллельную работу); контроль за работой дизеля и его защиту при наступлении аварийного состояния; регулирование температуры воды и масла в системах дизеля; автоматическую остановку (дистанционную) дизеля и подготовку к новому пуску.

При этом объеме автоматизации сохраняется необходимость периодического обслуживания: наблюдение за уровнем топливных и масляных баков и их пополнение, подкачка воздушных баллонов, периодический прогрев дизеля для поддержания «горячей готовности» к пуску.

Третья степень автоматизации предусматривает работу дизель-генераторной установки без обслуживающего персонала. В этом случае дизель-генератор включается в работу по определенной программе и работает в течение заданного времени без всякого наблюдения и обслуживания. У дизель-генератора автоматизируют пуск и ввод под нагрузку, ввод в синхронизм (параллельную работу), все операции обслуживания (пополнение баков топливом, подзарядка аккумуляторов) и операции поддержания двигателя в режиме «горячей готовности».

Комплексная автоматизация дизель-электрических агрегатов по типовым технологическим схемам широко внедряется в производство. Промышленность освоила выпуск комплект-прибо-

ров и устройств дизельной автоматики. Для дизелей различной мощности выпускают приборы, унифицированные по конструкции, но различные по номинальным данным.

Контрольные вопросы и задания

1. Как классифицируют двигатели внутреннего сгорания? 2. Расскажите о рабочем цикле четырехтактного двигателя. 3. В чем сущность рабочего цикла двухтактного двигателя? 4. Поясните содержание индикаторных диаграмм четырехтактных и двухтактных дизелей. 5. Что называется средним индикаторным давлением и как его определяют? 6. Как находят эффективную мощность двигателя? 7. Каков тепловой баланс двигателя? 8. Расскажите о степенях автоматизации дизель-генераторов.

Глава 20. ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ (ТЭС)

20.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ

Тепловая электростанция (ТЭС) — это энергетическая установка, служащая для преобразования химической энергии топлива в электрическую энергию и теплоту. На ТЭС используется теплота, получаемая при сжигании твердого, жидкого или газообразного топлива, на них получают около 80% электроэнергии, производимой в мире. Сельское хозяйство — один из основных потребителей электроэнергии, вырабатываемой на ТЭС.

На ТЭС электроэнергия вырабатывается генератором, который приводится в действие чаще всего паровой турбиной. На некоторых ТЭС используются газотурбинные или комбинированные установки с паровыми и газовыми турбинами.

Паротурбинные тепловые электростанции, работающие на органическом топливе, классифицируются по следующим признакам.

По виду отпускаемой энергии ТЭС подразделяются на конденсационные электрические станции (КЭС) и теплоэлектроцентрали (ТЭЦ). На КЭС устанавливаются конденсационные паровые турбины, они производят только электрическую энергию. На ТЭЦ в отличие от КЭС наряду с электрической энергией производят горячую воду и пар для нужд теплофикации.

Конденсационные электростанции районного значения называются ГРЭС (государственные районные электростанции). ГРЭС — это в основном мощные станции, в нашей стране на них вырабатывается около $^2/_3$ всей электрической мощности ТЭС.

По виду используемого топлива — угольные, мазутные, газовые, газомазутные.

По начальным параметрам пара — станции с докритическим (ниже 16 МПа) давлением пара перед турбиной — ТЭЦ и сверхкритическим (свыше 22 МПа) — крупные КЭС.

По типу котельных агрегатов на ТЭС с докритическим давлением свежего пара обычно применяют барабанные котлы с естественной циркуляцией, а при критическом и сверхкритическом давлении — прямоточные.

По технологической конструкции — на блочные и неблочные. При блочной конструкции каждая турбина питается паром от собственного парогенератора. Система парогенератор — турбоагрегат называется *энергоблоком*.

20.2. ТЕПЛОВАЯ СХЕМА ТЭС

Технологический процесс преобразования энергии пара осуществляется в теплоэнергетическом оборудовании, связанном между собой в соответствии с тепловой схемой. К теплоэнергетическому оборудованию относятся котельная, паротурбинная и конденсационная установки, конденсатно-питательный и теплофикационный (для ТЭЦ) тракты.

На рисунке 20.1 показана принципиальная схема КЭС. Пар из котла поступает в часть высокого давления *2* турбины, расширяется в ней и возвращается для перегрева в котел. После промежуточного перегрева в котле пар направляется в часть низкого давления *3* турбины, откуда отработавший пар поступает в конденсатор *4*, где происходит его конденсация. Насосом *5* конденсат подается в регенеративный подогреватель низкого давления *6* и далее в деаэратор *7*, который служит для дегазации воды и состоит из деаэраторной колонки и питательного бака. Питательным насосом *8* конденсат (питательная вода) подается в регенеративные подогреватели высокого давления *9* и затем в котел *1*.

В регенеративные подогреватели низкого *6* и высокого *9* давления пар поступает из частей соответственно низкого и высокого давления паровой турбины. Кроме того, из части низкого давления *3* турбины пар отбирается для термической деаэрации конденсата.

Тракт, который идет от конденсатора до питательного бака деаэратора, называется *конденсатным*, а тракт от деаэратора до котла — *питательным*.

Как видно из принципиальной схемы тракт КЭС замкнут, что обусловлено высокими требованиями к чистоте воды в связи с образованием накипи в котле и коррозией материалов.

Для работы паротурбинных конденсационных электростанций требуется большое количество технической воды, которая расходуется на конденсацию пара, покрытие потерь пара и конден-

сата, охлаждение масла турбогенераторов и питательных насосов и т. д. Источниками водоснабжения являются реки, озера, подземные воды. Системы водоснабжения станций могут быть прямоточными, при которых ресурсы водоема значительно превышают потребность станции в воде, и оборотными, при которых циркуляционная вода после конденсатора поступает в охладитель и снова в конденсатор.

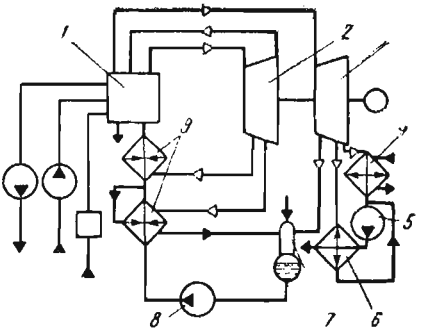


Рис. 20.1. Принципиальная схема конденсационной электростанции (КЭС):
1 — котел; *2* — часть высокого давления турбины; *3* — часть низкого давления турбины; *4* — конденсатор; *5* — конденсатный насос; *6* — регенеративный подогреватель низкого давления; *7* — деаэратор; *8* — питательный насос; *9* — регенеративный подогреватель высокого давления.

Системы оборотного водоснабжения бывают с прудом-охладителем, брызгальным бассейном и с градирнями. В прудах вода охлаждается в результате конвективного теплообмена с воздухом и частичного испарения. Брызгальные установки представляют собой бассейн, над которым расположены трубы с разбрызгивающими соплами. Охлаждение воды происходит за счет испарения части воды и конвективной теплоотдачи воздуху. В градирне теплая вода подается в верхнюю часть и там разбивается на тонкие струйки или стекает в виде тонких пленок по щитам. В башне градирни создается тяга, в результате чего увеличивается скорость воздуха. Вода в градирне охлаждается в результате испарения и конвективного теплообмена с охлаждающим воздухом.

Водоподготовка на электростанции служит для получения доброкачественной воды, чтобы восполнить потери в паросиловом цикле. Оборудование для водоподготовки включает в себя устройства для удаления из воды механических примесей, газов, а также растворенных в воде солей, вызывающих образование накипи. От грубодисперсных примесей воду очищают, пропуская ее через фильтр, заполненный кварцевым песком или другим материалом. Коллоидные примеси удаляют из воды, добавляя в нее химические реагенты-коагулянты, в качестве которых применяют соли алюминия и железа.

Освобождение воды от накипеобразующих солей кальция и магния осуществляется методами осаждения и катионного обмена. При умягчении воды методом осаждения в нее вводят различные реагенты (сода, известь). При умягчении воды по методу катионного обмена вода пропускается через фильтр, заполненный катионитовым материалом. Катионы кальция и

магния, присутствующие в воде, заменяются катионами натрия. Таким образом, вместо накипеобразующих солей кальция и магния в воде появляются натриевые соли.

Удаление из воды растворенных в ней газов производится термическим путем в деаэраторах или химическим, при котором кислород удаляется с помощью сульфита натрия или гидразина.

20.3. ПОКАЗАТЕЛИ ТЕПЛОВОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ

Работа ТЭС оценивается рядом показателей, среди которых главными являются КПД станции и удельный расход топлива на единицу произведенной электроэнергии. КПД оценивает совершенство станции. Без учета энергии, использованной на собственные нужды, он называется **КПД «брутто»** и определяется из формулы

$$\eta^{бр}_{КЭС} = Э_{выр}/Q_с = Э_{выр}/(BQ^р_н), \qquad (20.1)$$

где $Э_{выр}$ — количество выработанной генератором электроэнергии, кДж; $Q_с$ — расход теплоты на станции (в парогенераторе), кДж; B — расход топлива, кг; $Q^р_н$ — низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Если принять во внимание, что 1 кВт·ч=3600 кДж, формула (20.1) примет вид

$$\eta^{бр}_{КЭС} = 3600\,Q_{выр}/Q_с. \qquad (20.2)$$

Для теплоэлектроцентрали КПД брутто будет равен:

$$\eta^{бр}_{ТЭЦ} = (Э_{выр} + Q_{выр})/(BQ^р_н), \qquad (20.3)$$

где $Э_{выр}$ — количество выработанной электрической энергии, кДж; $Q_{выр}$ — количество выработанной тепловой энергии, кДж; B — расход топлива, кг/с.

Удельный расход условного топлива на выработку 1 кВт·ч электрической энергии $b^у$, кг/(кВт·ч), находят по формуле

$$b^у = 0{,}123/\eta^{бр}_{КЭС}. \qquad (20.4)$$

Количество теплоты q, кДж/кг, необходимое для производства 1 кВт·ч,

$$q = 3600/\eta^{бр}_{КЭС}. \qquad (20.5)$$

На некоторых электростанциях КПД брутто достигает 41 ... 42%, а удельный расход условного топлива снижен до 328 ... 330 г/(кВт·ч).

20.4. ДИЗЕЛЬНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

Дизельный электроагрегат представляет собой комплексную установку, состоящую из двигателя внутреннего сгорания и генератора, которые смонтированы на общей раме и укомплектованы щитом управления и вспомогательным обо-

рудованием. Электроагрегаты делятся на передвижные и стационарные.

Передвижные электроагрегаты устанавливают на автомобильных прицепах, в кузовах автомобилей и выполняют на базе быстроходных дизелей с воздушной или жидкостной системой охлаждения, имеющих съемные капоты для защиты от атмосферного воздействия. Стационарные электроагрегаты размещают в специально оборудованных кузовах-фургонах и помещениях, используя в качестве основных источников электроэнергии, и изготовляют обычно на базе тихоходных дизелей с большим моторесурсом.

Электроагрегаты АД с дизелями выпускают постоянного и переменного тока мощностью до 75 кВт. На них устанавливают четырехтактные двигатели Ч 8,5/11 и др. Изготовляют с капотом и без него.

Автоматизированные дизель-электрические агрегаты АДА выпускают мощностью 20, 30 и 50 кВт. В качестве первичных устанавливают автотракторные дизели, переоборудованные для работы в стационарном режиме.

Стационарные дизель-электрические агрегаты АСД выполняют мощностью 12, 20 и 50 кВт. Двигатели снабжены водовоздушной или водоводяной двухконтурной системой охлаждения.

Стационарные дизель-электрические автоматизированные агрегаты АСДА выпускают мощностью до 1000 кВт. Они имеют первую, вторую или третью степень автоматизации и служат для питания силовой и осветительной нагрузок. Пуск дизелей производится электростартером или сжатым воздухом. Конструкция электроагрегатов рассчитана на работу без постоянного дежурного персонала. В качестве первичных двигателей используют дизели Ч 8,5/11, Ч 12/14, Ч 15/18.

Стационарные дизель-электрические автоматизированные агрегаты ДГА выпускают мощностью до 3500 кВт. Агрегаты имеют первую, вторую или третью степень автоматизации.

Стационарные дизель-электрические автоматизированные агрегаты АС выпускают мощностью до 500 кВт. Агрегаты имеют первую, вторую или третью степень автоматизации.

Дизель-генераторы ДГУ выпускают мощностью до 1350 кВт. Дизель-генераторы не автоматизированы.

Кроме указанных выше, выпускают стационарные электроагрегаты Э, ДУА, ДГАМ, ДМГА, ДГ, ДЭС, Д100 и другие с различными степенями автоматизации. В качестве первичных двигателей на них используют двух- и четырехтактные дизели.

Передвижные дизель-электрические станции ЭСД по назначению разделяют на силовые и осветительные. Они монтируются на автоприцепах. Выпускают их мощностью до 75 кВт.

Передвижные автоматизированные дизель-электрические станции ЭСДА используют как силовые и устанавливают на автоприцепе с капотом или на автоприцепе в кузове-фургоне. Выпускают их мощностью до 200 кВт с первой или третьей степенью автоматизации.

От правильного выбора электроагрегатов зависит экономичность и надежность их эксплуатации. Для выбора электроагрегата необходимо знать потребляемую мощность, напряжение, род и частоту тока, режим, продолжительность работы, условия эксплуатации, вид топлива. Обычно потребители электроэнергии работают в разное время суток и года и не всегда потребляют номинальную мощность. Для определения необходимой мощности агрегатов и режима их работы строят суточные и годовые графики по расчетной максимальной нагрузке потребителей P_{max} определяемой по формуле

$$P_{max}=K_o P_y, \tag{20.6}$$

где K_o — коэффициент одновременности; P_y — установленная мощность, кВт.

Расчетная максимальная нагрузка S_{max}, кВА:

$$S_{max}=P_{max}/\cos\varphi. \tag{20.7}$$

Значения K_o и $\cos\varphi$ приводятся в нормативных документах.

Максимальная нагрузка агрегатов может быть также определена и без построения графиков по формуле

$$P_{max\ a.p}=(1{,}15 \ldots 1{,}2)P_{max}. \tag{20.8}$$

Рабочая мощность генераторов агрегатов, т. е. суммарная максимальная мощность одновременно работающих агрегатов, должна быть больше или равна максимальной расчетной нагрузке, полученной графически или по расчету.

Суммарная установленная мощность всех генераторов агрегатов, равная их суммарной номинальной мощности, всегда должна быть больше их суммарной рабочей мощности, так как для нормальной работы агрегатов требуется некоторый резерв мощности.

Дизельные электростанции занимают значительное место в электрификации народного хозяйства страны. Их широко используют в сельском хозяйстве в районах, удаленных от крупных электростанций или энергетических систем, повсеместно применяют в качестве резервных на животноводческих и птицеводческих комплексах.

Одна или несколько дизель-генераторных установок с комплектом соответствующего оборудования представляют собой дизельную станцию. Оборудование станции группируют следующим образом:

дизели и их фундаменты;

топливное хозяйство, содержащее оборудование для приема, хранения и транспортировки топлива к дизелю, а также для очистки топлива;

хозяйство смазочных масел, в которое входит оборудование для приема, хранения и транспортировки масел к дизелю, а также для сбора отработанного масла;

система технического водоснабжения, содержащая сооружения для забора и подачи воды под необходимым напором для охлаждения дизелей, соответствующие теплообменники и устройства для оборотного охлаждения циркуляционной воды (градирни и др.);

пусковая воздушная система, состоящая из вспомогательных компрессоров и баллонов для хранения пускового воздуха;

система пуска, содержащая трубопроводы и глушители шума выпуска;

воздухоочистительная система, содержащая заборные сооружения и фильтры для очистки от пыли воздуха, поступающего в дизель;

устройство для использования теплоты охлаждающей воды и отходящих газов;

электрическое оборудование (электрические генераторы и распределительные устройства).

Обычно дизели в машинном зале устанавливают в один ряд. Между двигателями и стеной оставляют проход не менее 1 м. Проход у торца двигателя со стороны управления должен быть не менее 2 м. Оборудование в машинном зале размещают таким образом, чтобы был свободный доступ ко всем частям дизеля, нуждающимся в периодическом осмотре или смазке.

Машинный зал должен иметь не менее двух выходов, причем на дверях запрещается установка запоров и крюков. Все вращающиеся части ограждают, а площадки и трапы снабжают перилами высотой 1 м. Зал должен иметь достаточную освещенность и хорошую вентиляцию.

В машинном зале обязательно должны находиться ящики с песком и огнетушители. Допускается установка расходных топливных и масляных баков, топливных и масляных отстойников и фильтров, но только в том случае, если их суммарная вместимость не превышает 5 м^3. В противном случае их размещают в специальном помещении (или башне), примыкающем к машинному залу. Резервуары для топлива и масла снабжают линиями аварийного слива на случай пожара. Аварийный слив производят в специальный бак, который устанавливают под землей не менее чем в 5 м от стены машинного зала.

Все трубопроводы обычно окрашивают: топливные — в коричневый цвет, масляные — в желтый, сжатого воздуха — в голубой, водяной системы — в зеленый.

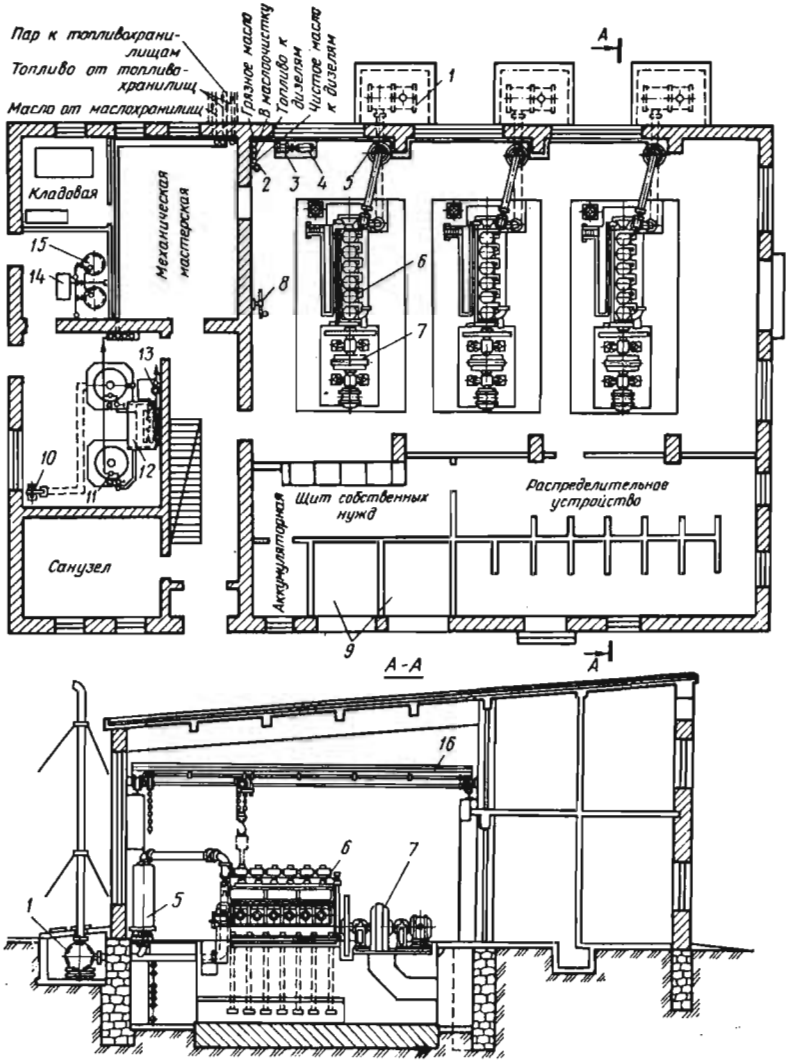


Рис. 20.2. Дизельная электростанция с тремя агрегатами мощностью по 270 кВт каждый:

1 — глушитель; *2* и *13* — ручные насосы; *3* — электродвигатель; *4* и *12* — питательный насос и бак; *5* — котел-утилизатор; *6* — дизель; *7* — генератор; *8* — ручной компрессор; *9* — трансформаторы собственных нужд; *10* — дутьевой вентилятор; *11* — паровой котел; *14* — фильтр-пресс; *15* — бак для отработанного масла; *16* — кран.

Для облегчения проведения ремонта двигателей в машинном зале устанавливают различные грузоподъемные устройства.

На рисунке 20.2 показана дизельная электростанция с тремя агрегатами мощностью по 270 кВт каждый. Три дизеля *6* расположены в машинном зале параллельно друг другу. Распределительное устройство высокого напряжения и щит собственных нужд находятся в помещении, примыкающем к продольной стене машинного зала со стороны генераторов *7*. Здесь же расположены аккумуляторы и трансформаторы собственных нужд *9*.

К торцу здания примыкает башня с топливным и масляным хозяйством. На первом этаже башни находятся устройства для регенерации масла, механическая мастерская, котельная, кладовая, санузел, на втором — топливоподготовка, на третьем — топливоподготовка и, кроме того, аварийный бак системы водоснабжения. Второй торец здания свободен на случай расширения станции и установки дополнительного дизельного агрегата. Все вспомогательное оборудование (компрессор *8*, насосы *2*, *4*, *13* и др.) находится внутри машинного зала, который обслуживается однобалочным краном *16*.

Топливо и масло подготавливают на общей для всех дизелей центральной установке и подогревают паром, получаемым в котлах-утилизаторах *5*, установленных непосредственно в машинном зале. В котельной установлены два паровых котла, которые используются для выработки пара для подогрева топлива при сливе его из железнодорожных цистерн. Котлы присоединены к общему паровому коллектору котлов-утилизаторов *5* через редуктор. Питание паровых котлов и котлов-утилизаторов *5* осуществляется из бака *12*, в который поступают конденсат и вода из рубашек двигателей. Вода в котлы-утилизаторы *5* подается питательным насосом *4* с электродвигателем *3* и ручным насосом *2*, а в паровые котлы, кроме того, паровым насосом или инжекторами.

20.5. АТОМНЫЕ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

В СССР в 1954 году в г. Обнинске была введена в строй первая в мире атомная электрическая станция (АЭС) мощностью 5 МВт. Основным элементом АЭС и источником тепловой энергии служит ядерный реактор, в котором под действием свободных нейтронов осуществляется управляемая цепная реакция деления тяжелых ядер. Ядерным топливом является уран U^{235}.

Широко применяются водо-водяные реакторы, которые имеют металлический корпус с установленными в нем кассетами.

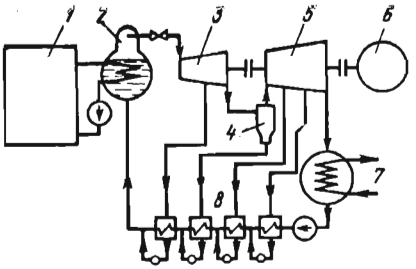


Рис. 20.3. Принципиальная тепловая схема двухконтурной АЭС:

1 — реактор; *2* — парогенератор; *3* — часть высокого давления турбины; *4* — влагоотделитель; *5* — часть низкого давления турбины; *6* — генератор; *7* — конденсатор; *8* — система регенеративного подогрева.

В кассете размещаются цилиндрические стержни, выполненные из тонкостенной циркониевой оболочки, заполненной ураном. Стержни называются *тепловыделяющими элементами (твэлами)*.

Через кассеты твэлов с помощью насосов прогоняется вода, которая отбирает теплоту, выделяющуюся при реакции деления ядерного топлива.

Ядра атомов урана U^{235} самопроизвольно делятся, и осколки разлетаются с большой скоростью. Кинетическая энергия этих частиц превращается в тепловую, поэтому в твэлах выделяется большое количество теплоты. Нейтроны, проникая в соседние твэлы, вызывают деление ядер урана и создают цепную ядерную реакцию. Вода также играет роль замедлителя нейтронов, так как быстрые нейтроны практически не захватываются ядром урана, а для поддержания цепной реакции нужны замедленные нейтроны. В связи с этим реактор называют *водо-водяным энергетическим реактором* или *реактором на тепловых (медленных) нейтронах*.

АЭС могут быть выполнены по одно-, двух- и трехконтурной схемам.

При одноконтурной схеме пар, направляемый в турбину, вырабатывается реактором, поэтому все оборудование станции работает в радиационно-активных условиях.

В двухконтурных АЭС имеются контуры первичного теплоносителя и рабочего тела, которые разделены между собой. Поэтому рабочее тело обладает очень малой радиационной активностью.

В трехконтурных АЭС делают дополнительный промежуточный контур.

На рисунке 20.3 показана тепловая схема двухконтурной АЭС. Вода из реактора *1* направляется в парогенератор *2*, где отдает теплоту, после чего возвращается обратно. Таким образом замыкается первый контур цикла.

Пар из парогенератора *2* поступает в часть высокого давления *3* турбины, затем направляется во влагоотделитель *4* и далее в часть низкого давления *5* турбины. Конденсат проходит через систему регенеративного подогрева *8* и поступает в парогенератор *2*, тем самым замыкая второй контур цикла. Вода во втором контуре нерадиоактивна.

На АЭС полученная в реакторе тепловая энергия преобразуется в электрическую так же, как в обычной конденсационной паротурбинной установке.

АЭС имеют КПД до 35%, единичную мощность энергоблоков до 1000 МВт и более, а себестоимость производимой электроэнергии соизмерима с себестоимостью электроэнергии, отпускаемой ТЭС. Особое внимание на АЭС должно уделяться безопасной в экологическом отношении работе.

Контрольные вопросы и задания

1. Какова классификация ТЭС? 2. Поясните тепловую схему КЭС. 3. Как оценивается тепловая экономичность ТЭС? 4. Как определить КПД КЭС и ТЭЦ? 5. Назовите основные хозяйства и системы дизельной станции. 6. Расскажите о двухконтурной АЭС.

Раздел четвертый
ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Глава 21. ТЕПЛОФИЗИКА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ СООРУЖЕНИЙ

21.1. ТЕПЛОВОЙ РЕЖИМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Совокупность факторов, обусловливающих тепловую обстановку в помещении, называют *тепловым режимом помещения.*

Ограждающие конструкции защищают помещение от непосредственного воздействия атмосферы. Через них происходят потеря теплоты в зимнее время и перегрев помещения в летний период года. Зимой поверхности помещения являются охлаждающими, а летом могут быть нагревающими. Нейтральные поверхности в стационарных условиях не нагревают и не охлаждают помещения. Примером нейтральных с точки зрения теплообмена поверхностей являются поверхности перегородок между помещениями, температура внутри которых одинакова.

В процессе жизнедеятельности животных и птицы на фермах, растений в теплицах, овощей и фруктов в хранилищах в воздух помещения поступают теплота, влага и вредные газы. Биохимические процессы в подстилке, навозе и помете также влияют на тепловой и влажностный режимы помещения. От животных теплота передается внутренним поверхностям ограждения как излучением, так и конвекцией. Эти два способа передачи теплоты присущи также теплообмену с поверхности почвы в сооружениях защищенного грунта.

Условия теплообмена на внутренней поверхности сельскохозяйственных производственных помещений существенно отличаются от этих же условий в жилых или производственных помещениях. Так, в животноводческих помещениях интенсивность лучистого потока к внутренним поверхностям, а также количество выделяемой влаги значительно больше, чем в жилых зданиях.

Воздух в помещении непрерывно движется. Движение воздуха может быть как свободным, так и принудительным. К первому случаю относится естественная, ко второму — принудительная вентиляция помещения. Соответственно при изучении

конвективного теплообмена в помещении следует рассматривать свободную и вынужденную конвекцию на внутренних поверхностях ограждения. На наружной стороне ограждения также имеются условия для свободной и вынужденной конвекции. Последняя обусловлена ветром.

На эти процессы определенное влияние оказывают ограниченность объема помещений и относительно высокий уровень выделения теплоты, влаги и газов в сельскохозяйственных производственных зданиях. Вследствие выделения водяных паров и газов в помещении, кроме теплообмена, происходит массообмен, который особенно важен при сушке и кондиционировании.

Через ограждающие конструкции теплота передается теплопроводностью. В реальных условиях температура наружного воздуха меняется в течение суток или в пределах отдельных сезонов. Непрерывно изменяются интенсивность солнечной радиации, скорость и направление ветра. В зависимости от времени суток или года температура воздуха в помещении может быть различной. Все это обусловливает нестационарный теплообмен через ограждение.

В сельскохозяйственных производственных помещениях необходимо создать оптимальный микроклимат, т. е. такую совокупность параметров воздуха в помещении, которая обеспечивает наивысшую продуктивность животных и растений. Для обеспечения комфортных условий в помещении, в первую очередь требуемой температуры, необходимо знать закономерности передачи теплоты в помещении.

Тепловой баланс любой (i-й) поверхности ограждающих конструкций в помещении выражается уравнением

$$T_i + K_i + Л_i = 0, \qquad (21.1)$$

где T_i, K_i и $Л_i$ — кондуктивная (путем теплопроводности), конвективная 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.

21.2. ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ОГРАЖДАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Ограждающие конструкции изготавливают из разных материалов, которые должны отвечать ряду требований. Основное из них — надежность теплозащиты, что означает свойство тела (объекта) выполнять заданные функции и сохранять во времени значения установленных эксплуатационных

показателей в заданных пределах в соответствии с условиями и режимами эксплуатации. Надежность включает в себя такие элементы, как безотказность, т. е. свойство сохранять работоспособность, долговечность и ремонтоспособность. Кроме того, строительные материалы должны быть огнеустойчивыми, дешевыми, а также соответствовать теплотехническим нормам.

По форме и внешнему виду их делят на штучные изделия (плиты, блоки, кирпичи и т. д.) и рулонные.

Наружные ограждающие конструкции классифицируют:

по количеству слоев — одно- и многослойные;

степени тепловой инерции, определяемой значением коэффициента D (см. формулу 21.5);

наличию или отсутствию экранов;

расположению в плане здания — продольные или торцевые.

Для наружных стен используют панели из легкого автоклавного ячеистого и тяжелого бетона, шлакоблоки или кирпич. В качестве строительного материала применяют также бутовый камень, местные материалы (саман и др.).

К теплоизоляционным относят материалы с теплопроводностью не более 0,175 Вт/(м·К) при температуре 25 °С и плотностью не более 600 кг/м^3. Их подразделяют [12] на неорганические (асбест, шлаки, перлит и другие вещества минерального происхождения) и органические (древесно-волокнистые, пробковые, пенопласты). Материалы делятся по плотности: особо низкая (ОНП)— 25, 35, 50, 75 кг/м^3; низкая (НП)— 100, 125, 150, 175; средняя (СП)— 200, 225, 250, 300, 350 и плотная (Пл)— 400, 450, 500, 600 кг/м^3. По теплопроводности: $А$ — низкая [до 0,006 Вт/(м·К)]; $Б$ — средняя [0,06...0,115]; $В$ — повышенная [свыше 0,115 Вт/(м·К)].

Среди неорганических теплоизоляционных материалов находят применение: минеральная вата; базальтовое волокно; стеклянная вата; асбест хризотиловый; песок и щебень перлитовые вспученные; диатомит комовой. К органическим теплоизоляционным материалам относят плиты древесно-волокнистые, фибролитовые, камышитовые, соломитовые (изготавливаются из соломы и стеблей растений), торфяные, пробковые, а также костру и другие отходы сельскохозяйственной продукции. Органическими теплоизоляционными материалами являются различные пенопласты.

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 изменяться.

Основные теплофизические характеристики строительных материалов — удельная теплоемкость c, теплопроводность λ и

плотность ρ. К важным свойствам строительных материалов относят их влаго- и воздухопроницаемость.

В толще материала передача теплоты происходит несколькими путями. Во влажном воздухе, заполняющем поры, теплота, кроме теплопроводности, передается также конвекцией и излучением. Через твердый материал, жидкость и лед теплота передается теплопроводностью. Из-за воздухопроницаемости некоторая часть теплоты переносится через материал фильтрующимся воздухом. Поэтому под теплопроводностью строительных материалов следует понимать теплофизическую характеристику, учитывающую всю совокупность явлений, связанных с передачей теплоты в самом материале.

Увеличение пористости материала приводит к уменьшению значения λ. Это вызвано тем, что в порах, особенно мелких, находится воздух с низкой теплопроводностью.

С увеличением влажности теплопроводность растет. Так, повышение влажности кирпичной кладки может привести к увеличению теплопроводности на 30% и более.

Для материалов, используемых в строительстве, значение λ колеблется в пределах 0,1 ... 1,05 Вт/(м·К). Для изоляционных строительных материалов λ=0,045 ... 0,1 Вт/(м·К).

К строительным конструкциям относят также светопрозрачные ограждения. Теплопроводность этих материалов (стекло, стеклопластик, полимерные пленки) не оказывает существенного влияния на теплообмен вследствие их малой толщины.

В сельскохозяйственных производственных сооружениях пол чаще всего расположен непосредственно на грунте, поэтому тепловой режим последнего играет немалую роль в тепловом балансе помещения. Температурные условия в почве, приземном слое воздуха, в сооружениях зашищенного грунта существенно влияют на темпы развития растений. Поэтому условия формирования температурного поля в почве и, следовательно, в зоне нахождения корней растений имеют большой практический интерес.

Теплофизические характеристики почвы зависят, с одной стороны, от ее природы и структуры, т. е. от химико-минералогического и механического состава, пористости, плотности и т. д., а с другой, от внешних воздействий на почву, и в первую очередь, влаги.

Влага в почве перемещается как в виде пара, так и в капельно-жидком состоянии. Поток влаги, как правило, сопровождается переносом теплоты. Кроме того, при увлажнении почвы из ее пор удаляется малотеплопроводный воздух. Указанные факторы влияют на теплофизические характеристики почвы.

Удельная теплоемкость почв колеблется в больших пределах в зависимости от влажности и плотности почвы. С увеличением глубины теплоемкость почвы растет. Теплопроводность почвы зависит в основном от ее состава и влажности. Теплопроводность грубодисперсных почв выше, чем мелкодисперсных, так как в них находится много воздуха.

С увеличением влажности почвы $\lambda_п$ вначале быстро растет, но в дальнейшем при насыщении почвы влагой практически не увеличивается.

Для одной и той же почвы теплопроводность изменяется в течение суток, достигая наименьшего значения примерно в 16...18 ч, а наибольшего — в ночные часы. Эти колебания не превышают ±20% среднего значения $\lambda_п$.

21.3. ТЕПЛОВОСПРИЯТИЕ ПОЛА

Температура пола примерно равна температуре омывающего его воздуха и, следовательно, ниже температуры тела животного. В течение суток свиньи лежат 70...90% времени, коровы — до 50%. При непосредственном контакте тела животного с полом теплопотери могут быть весьма существенны. Это приводит к уменьшению продуктивности и простудным заболеваниям животных.

В животноводческих помещениях применяют сплошные (бетонные, асфальтовые, деревянные, кирпичные) или щелевые полы с решетками из железобетона, чугуна, стали или дерева; в птицеводстве — сетчатые металлические полы. При промышленной технологии содержания животных основной тип пола щелевой, при котором облегчается уборка навоза.

Теплозащитные свойства сплошных полов оценивают значением теплоусвоения по пятибалльной шкале. Этот показатель приведен в таблице 8.

Пол из бетона толщиной 70...80 мм по слою утрамбованного щебня с цементной стяжкой 20 мм имеет показатель теплоусвоения 12,9 Вт/(м²·К); керамзитобетонный с кордорезинобитумными плитами — 8,2; из досок — 7,3; из торфобитумных плиток — 12,7 Вт/(м²·К). Полы с показателем теплоусвоения меньше 11,6 Вт/(м²·К) считаются теплыми (4 и 5 баллов), а больше 11,6 Вт/(м²·К) — холодными.

8. Теплоусвоение сплошных полов

Пол	Показатель теплоусвоения, Вт/(м²·К), в соответствии с баллами				
	1	2	3	4	5
Холодный	22 и более	15,4...21,9	12,1...14,8	—	—
Теплый	—	—	—	6,2...11,6	Менее 6,1

Важный показатель теплозащитных качеств полов — время, в течение которого температура поверхности пола или подстилки под лежащим животным достигает установившегося значения. Этот показатель определяет длительность ощущения холода при контакте тела животного с полом.

Другой показатель теплозащитных качеств пола — это температура, до которой может нагреваться его поверхность, когда на ней лежит животное. Очевидно, что чем меньше разница между этой температурой $t_п$ и температурой поверхности тела животного $t_{п.ж}$ и чем быстрее устанавливается максимальная температура $t_{п.max}$, тем лучшими теплозащитными качествами обладает пол. Как показали измерения температуры пола под лежащим теленком, длительность ощущения холода составляет для деревянной решетки 1,3 ч, железобетонной — 3,3, чугунной — 3,2, стальной — 1,6 ч. Откуда следует, что чугунные и железобетонные решетки заметно уступают по теплозащитным качествам решеткам из деревянных брусков или тонкостенного стального профиля. Со временем температура поверхности решетки под лежащими животными становится: для деревянной — 36,8...37 °С, железобетонной — 35, чугунной — 34,5, стальной —35 °С.

При сплошных полах нарастание температуры происходит медленнее, чем при решетчатых полах. Кроме того, значение конечной температуры поверхности сплошного пола ниже.

Обобщенной теплофизической характеристикой полов служит показатель тепловой активности пола B_0, кДж/(м²·ч^{0,5}·К), значение которого определяют по формуле

$$B_0 = \sqrt{\lambda c \rho}, \qquad (21.2)$$

где λ — теплопроводность, Вт/(м·К); c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К); ρ — плотность, кг/м³.

Для полов свинарников и коровников рекомендуется $B_0 = 55$ кДж/(м²·ч^{0,5}·К), а для телятников, новотельных коров, поросят до трехмесячного возраста, тяжелосупоросных и подсосных свиноматок $B_0 = 42$ кДж/(м²·ч^{0,5}·К).

В помещениях для молодняка животных и птицы применяют обогреваемые полы. Их расчет производится согласно рекомендациям по нормам технологического проектирования.

21.4. ТЕПЛОУСТОЙЧИВОСТЬ ПОМЕЩЕНИЯ

Параметры воздуха внутри помещения должны быть устойчивыми по отношению к возможным колебаниям температуры наружного воздуха.

Тепловые потери через ограждающие конструкции и теплопоступления могут изменить тепловой режим помещения. Ин-

тенсивность и колебательный характер стоков и источников теплоты, а также теплофизические характеристики ограждения определяют теплоустойчивость помещения, под которым понимают свойство поддерживать относительно постоянное значение температуры воздуха в помещении при колебаниях тепловых потоков.

Колебания стоков и источников теплоты могут быть как гармоническими, так и прерывистыми. К первым относится, например, воздействие в течение суток солнечной энергии на ограждения. Поток теплоты от оборудования, находящегося в помещении, как правило, имеет прерывистый характер.

Соотношение между колебаниями теплового потока и температурой на поверхности ограждения определяет значение так называемого *коэффициента теплоусвоения Y*. Зависимость теплового потока в ограждении от температуры воздуха определяет значение *коэффициента теплопоглощения B*. Очевидно, что значение B зависит от значения коэффициента теплоусвоения Y и коэффициента теплоотдачи конвекцией $\alpha_к$:

$$B = \frac{C}{\frac{1}{Y} + \frac{1}{\alpha_к}}. \qquad (21.3)$$

Значение коэффициента $C = 1{,}05$.

Для ограждений с малой теплоустойчивостью (например, для светопрозрачных ограждений) B равен коэффициенту теплообмена через ограждения. Для ограждений с большим термическим сопротивлением, т. е. имеющих большую теплоустойчивость, $B = \alpha_к$.

Коэффициент удельного теплоусвоения слоя материала S, Вт/(м²·К)

$$S = \sqrt{2\pi c\rho\lambda/\Pi}, \qquad (21.4)$$

где П — период колебания температуры.

Значение S зависит от теплофизических характеристик (теплопроводности λ, удельной теплоемкости c и плотности ρ) материала и периода колебания температуры.

Произведение термического сопротивления R, (м²·К)/Вт, n-го слоя и удельного коэффициента теплоусвоения материала слоя определяет так называемую *условную толщину слоя*:

$$D_n = R_n S_n. \qquad (21.5)$$

Безразмерный параметр D является характеристикой тепловой инерции слоя. Условно принято считать, что слой, для которого $D < 1$, является «тонким», при $D > 1$ — «толстым». Для многослойного ограждения значение D равно сумме D_n его отдельных слоев.

Значения $R_и = 1/\lambda$ и $S_и$ приведены в приложении 3 СНиП II-3—79** часть II «Строительная теплотехника»*.

Произведение коэффициента теплопоглощения ограждений B_i на площадь A_i всех поверхностей помещения определяет значение теплопоглощения помещения

$$P = \Sigma B_i A_i. \qquad (21.6)$$

Очевидно, что чем больше значение P, тем тепловой режим в помещении более устойчив к возможным колебаниям источников и стоков теплоты.

21.5. ВЛАЖНОСТНЫЙ РЕЖИМ ОГРАЖДЕНИЙ

Источниками выделения влаги в животноводческих помещениях являются животные, открытые поверхности жидкостей, поилки и т. д. В фрукто- и овощехранилищах влага выделяется в результате жизнедеятельности находящихся в них фруктов и овощей, в теплицах — за счет испарения с поверхности листьев.

Вследствие этого воздух помещения обычно более влажный, чем наружный, что приводит к переносу влаги через ограждения и к увлажнению последних. В холодное время года при высокой относительной влажности воздуха в помещении на плохо утепленных ограждениях образуется конденсат.

Высокая относительная влажность воздуха способствует более быстрому распространению инфекционных заболеваний среди животных. Кроме того, повышенная влажность ограждений приводит к увеличению теплопотерь здания.

Перенос теплоты и массы зависит от разности потенциалов переноса. Потенциал переноса теплоты — температура. Для массообмена принято пользоваться понятием потенциала переноса влаги во влажных материалах θ. Потенциал θ играет такую же роль в процессе переноса влаги, как температура в процессе переноса теплоты.

Среднее значение потенциала влажности толщи ограждения $\theta_{ср}$ принимают равным полусумме потенциалов влажности внутреннего $\theta_в$ и наружного $\theta_н$ воздуха:

$$\theta_{ср} = (\theta_в + \theta_в)/2. \qquad (21.7)$$

По аналогии с удельной теплоемкостью вводят понятие удельной изотермической влагоемкости c_m, кг/(кг·°М):

$$c_m = (\partial U/\partial \theta)_t, \qquad (21.8)$$

где $(\partial U/\partial\theta)_t$ — частная производная от удельного влагосодержания U по потенциалу влагопереноса θ при постоянной температуре.

---

* СНиП — строительные нормы и правила.

В частности, влагоемкость воздуха определяется следующим образом. Обозначим через E парциальное давление водяных паров во влажном воздухе. Отношение Δd к ΔE, указывающее на изменение влагосодержания Δd (в г/кг с. в.) при изменении упругости паров на 1 ГПа, по аналогии с теплоемкостью называют влагоемкостью воздуха c_m.

Если принять влагоемкость c_m материала постоянной, то из (21.8) следует:

$$U=b+c_m\theta,$$

где b — постоянная, зависящая от физических характеристик тела.

Таким образом, при постоянных значениях температуры и влагоемкости потенциал влагопереноса — линейная функция влагосодержания тела.

Количество влаги $\Delta M_в$, передаваемой от одного тела к другому (например, от воздуха к ограждающим конструкциям), с потенциалами соответственно θ_1 и θ_2 определяют по формуле

$$\Delta M_в=c_m M_0(\theta_2-\theta_1), \qquad (21.9)$$

где M_0 — масса абсолютно сухого тела, кг.

Заметим, что уравнение (21.9) аналогично уравнению теплообмена

$$Q=c_q M_0(t_2-t_1), \qquad (21.10)$$

где c_q — удельная теплоемкость тела, кДж/(кг·К). Индекс q указывает на то, что речь идет о теплообменных процессах.

По аналогии с процессом теплопроводности принимают, что плотность потока влаги j пропорциональна градиенту потенциала влажности:

$$j=-\lambda_m(\partial\theta/\partial x)_t, \qquad (21.11)$$

где λ_m — коэффициент влагопроводности; $(\partial\theta/\partial x)_t=\Delta\theta$ — градиент потенциала влажности.

Аналогично теплопроводности $\lambda=ac\rho_0$, где a — температуропроводность; c — удельная теплоемкость; ρ_0 — плотность материала; можно записать $\lambda_m=a_m\rho_0 c_m$, где a_m — коэффициент диффузии массы (влаги); c_m — изотермная удельная влагоемкость тела.

В таком случае для j получим выражение

$$j=-a_m\rho_0(\Delta U)_t. \qquad (21.12)$$

Уравнение (21.12) справедливо для однородного материала при изотермных условиях влагопереноса.

При наличии градиента температуры закон влагопереноса имеет более сложный вид. Однако температурный градиент в конструкциях невелик и существенно не влияет на процесс переноса влаги.

21.6. ВОЗДУШНЫЙ РЕЖИМ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЙ

Общие положения. 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, т. е. ветровым давлением или гравитационными силами.

В реальных условиях температуры воздуха в помещении и окружающей среды неравны. В помещении температура воздуха не остается постоянной как по времени, так и по высоте помещения. Под потолком температура воздуха примерно на 2...3 °С выше по сравнению с температурой у пола (имеется в виду необогреваемый пол).

Под действием разности температур и, следовательно, плотности наружного и внутреннего воздуха происходит инфильтрация или эксфильтрация воздуха, т. е. его проникновение в помещение или убыль из помещения через ограждающие конструкции, в том числе через щели в окнах, воротах и т. д. Интенсивность этого процесса, а также размещение по высоте здания соответствующих зон зависят от многих факторов: систем естественной вентиляции, времени года, силы ветра, конструктивных особенностей здания и др.

Инфильтрация и эксфильтрация воздуха оказывают влияние на тепловой режим здания и являются одним из источников нарушения комфортности в помещении, где находятся животные или растения. Воздухопроницаемость ограждений существенно влияет на температурное поле и потери теплоты. Последние увеличиваются пропорционально количеству инфильтрующегося в помещение холодного воздуха.

Строительные ограждающие конструкции воздухопроницаемы. Коэффициент воздухопроницаемости $I_в$ равен расходу воздуха (в кг/м^2·ч) при разности давлений в 1 Па. Величину, обратную $I_в$, а именно $r_в = 1/I_в$, называют *сопротивлением слоя воздухопроницанию*. Для многослойного ограждения можно принять, что суммарное сопротивление, м^2·ч/кг

$$r_в = r_{1в} + r_{2в} + \ldots + r_{nв}. \qquad (21.13)$$

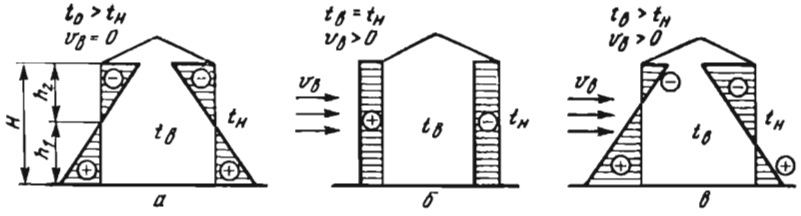


Рис. 21.1. Эпюры избыточного давления под влиянием:
а — гравитационных сил; *б* — ветра; *в* — при совместном их действии.

Плотность потока воздуха j, кг/(м²·с), зависит от разности давлений:

$$j = yp^{0,5}, \tag{21.14}$$

где y — коэффициент, зависящий от свойств материала ограждения.

Воздухопроницаемость через толщу ограждений значительно меньше проникновения воздуха через щели в рамах окон, дверях, воротах, фонарях и т. д.

Естественный воздухообмен помещений. 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 рисунке 21.1 приведены эпюры избыточного давления под влиянием гравитационных сил (рис. 21.1, *а*), ветра (21.1, *б*) и при совместном их действии (рис. 21.1, *в*).

Естественный воздухообмен, обусловленный гравитационным давлением и действием ветра, называют *аэрацией помещения*. В определенных пределах такой воздухообмен можно регулировать.

Рассмотрим воздухообмен под действием гравитационных сил.

Обозначим через $p_а$ давление воздуха на ограждение в плоскости, где разность давления внутри помещения и снаружи равна нулю. Эту плоскость называют *нейтральной зоной* в помещении.

Давление воздуха $p_н$ снаружи здания в какой-либо плоскости, отличной от нейтральной, равно $p_а + h\rho_н$, где h — расстояние от нейтральной плоскости до ограждения, м; $\rho_н$ — плотность наружного воздуха, кг/м³. На том же уровне внутри помещения $p_в = p_а + h\rho_в$ ($\rho_в$ — плотность воздуха в помещении).

Гравитационный напор, определяемый разностью давлений $p_н$ и $p_в$

$$\Delta p_г = p_н - p_в = h(\rho_н - \rho_в). \tag{21.15}$$

Пусть $A_в$ и $A_н$ — площади соответственно верхнего и нижнего вентиляционных отверстий. Положение нейтральной плоскости определяется уравнениями:

$$h_1 = H \frac{A_в^2}{A_н^2 + A_в^2}, \tag{21.16}$$

$$h_2 = H \frac{A_н^2}{A_н^2 + A_в^2}, \tag{21.17}$$

где h_1 и h_2 — расстояние соответственно от центра нижнего и верхнего отверстий до нейтральной плоскости, м; $H = h_1 + h_2$ — расстояние между центрами отверстий, м.

Из-за неплотности ограждающих конструкций зона равных давлений в действительности может занимать несколько иное положение. За счет изменения сечения вентиляционных отверстий можно добиться желаемого расположения нейтральной плоскости.

В животноводческих помещениях нейтральная линия зоны должна быть расположена на высоте 1,4...1,6 м от пола в так называемой *рабочей зоне*, находящейся несколько выше зоны пребывания животных.

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 давления с наветренной и подветренной сторон (рис. 21.1, *б*) будут равны.

Ветровое давление на здание

$$p_v = \pm k \frac{v_в^2 \rho_н}{2}, \tag{21.18}$$

Разность давлений с наветренной и подветренной сторон здания

$$\Delta p_v = (k_1 - k_2) \frac{v_в^2 \rho_н}{2}, \tag{21.19}$$

где $v_в$ — скорость ветра, м/с; k — аэродинамический коэффициент.

Для однопролетных, каковыми являются большинство сооружений, при торцевом обдувании с наветренной стороны $k_1 = 0{,}60...0{,}68$; для подветренной $k_2 = 0{,}23...0{,}27$ и для боковых сторон $k_3 = k_4 = 0{,}30...0{,}36$. При этом значение коэффициента принимается положительным для наветренной стороны здания и отрицательным для подветренной и боковых сторон.

В реальных условиях здание находится под одновременным воздействием гравитационного и ветрового давлений. В этом

случае величину ординат эпюр избыточного давления определяют из уравнения

$$\Delta p = \Delta p_г \pm \Delta p_v = h(\rho_н - \rho_в) \pm (k_1 - k_2)\frac{v_н^2 \rho_н}{2}. \qquad (21.20)$$

Воздушные потоки в помещении. Воздушная струя — это направленный поток воздуха, поступающего в среду помещения. Струю, распространяющуюся в покоящейся среде, называют *затопленной*. Характерная особенность струйных течений заключается в том, что вблизи поверхности раздела, где возникают так называемые поверхности 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 струйном пограничном слое предполагает существование двух форм турбулентного обмена: градиентной диффузии, обусловленной мелкомасштабной турбулентностью, и объемной конвекции.

В области, лежащей между внутренними границами пограничного слоя, расположено потенциальное ядро течения (рис. 21.2). Этот участок называют начальным. На некотором

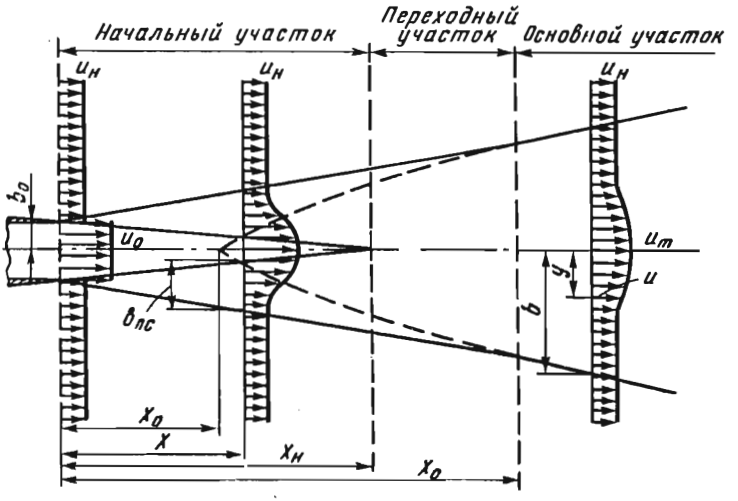


Рис. 21.2. Схема течения в струе.

расстоянии от него начинается основной участок, характерная особенность которого — подобие безразмерных профилей скорости и относительно слабо меняющийся по сечению и вдоль оси уровень турбулентности. Между начальным и основным участками струи расположен переходной участок. В инженерных расчетах турбулентная струя схематизируется, а переходным участком пренебрегают.

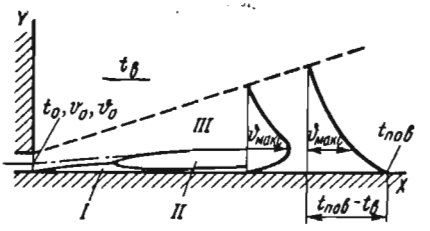


Рис. 21.3. Плоская настилающаяся струя:
I — ламинарный пограничный подслой; *II* — турбулентный пограничный слой; *III* — струйный пограничный слой.

Струи делят на осесимметричные, которые вытекают из приточных отверстий (круглых, квадратных и прямоугольных с соизмеримыми сторонами); плоские, исходящие из щелевых отверстий; веерные, исходящие из вентиляционных решеток с принудительным рассеиванием.

Если приточное отверстие расположено вблизи ограждения, то поток поступающего воздуха, направляемый вдоль поверхности, «прилипает» к последней. Этот поток называют *настилающейся струей.*

Настилающаяся, или пристенная, струя представляет собой плоский автомодельный турбулентный пограничный слой. При этом у стенки образуется ламинарный подслой. В потоке наблюдается, с одной стороны, продольное обтекание поверхности и, с другой, — распространение струи (рис. 21.3).

Для расчета настилающейся изотермной струи в помещении пользуются методом, предложенным И. А. Шепелевым.

Максимальное значение скорости в основном участке струи при $x/a > 10$, где a — ширина приточной щели, находят по формуле

$$v_{max} = 3{,}8(E_0/x)^{0{,}5}, \qquad (21.21)$$

где $E_0 = v_0^2 d$ — начальный кинематический импульс струи, м²/с; v_0 — начальная скорость струи, м/с; d — диаметр отверстия, м.

Под действием гравитационных сил может произойти отрыв холодной струи от потока. При заметном отклонении от начального направления вектора скорости струи называют *воздушным фонтаном.* К этому классу относятся струи, для которых критерии Архимеда, представляющие собой отношение сил инерции к силам вытеснения, больше 0,001.

Критерий Архимеда $Ar = gl\Delta t / v_п^2 t_0$, где g — гравитационное ускорение, м/с²; l — характерный размер, м; Δt — избыточная

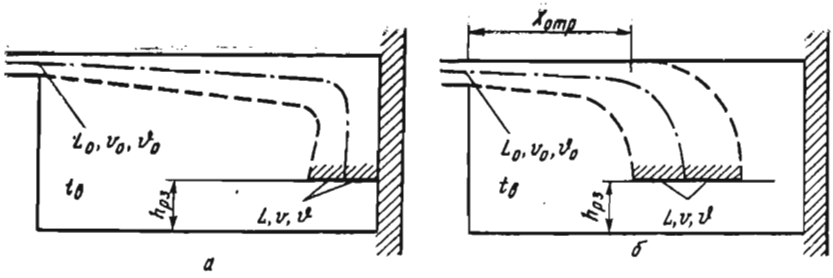


Рис. 21.4. Струи, настилающиеся на потолок:
а — безотрывное течение струи; *б* — отрыв холодной струи.

температура, °С; $v_п$ — скорость потока, м/с; t_0 — начальная температура струи, °С.

Желательно, чтобы струя, настилаясь по потолку, достигла противоположного торца помещения (рис. 21.4, *а*). В противном случае, отрываясь от потолка (рис. 21.4, *б*), струя может попасть в зону расположения животных и вызвать у них простудные заболевания.

На вертикальной поверхности ограждения под действием гравитационных сил холодный воздух из окон или витражей настилается вниз вдоль вертикальной поверхности стены. С целью предотвращения вредного влияния ниспадающих холодных потоков в противовес им направляют восходящие тепловые воздушные потоки. Эти два потока взаимодействуют между собой (рис. 21.5). В частности, при наличии под окном нагревательного прибора над последним образуется струя, которая, поднимаясь вверх, встречается с холодным нисходящим потоком воздуха и локализует его.

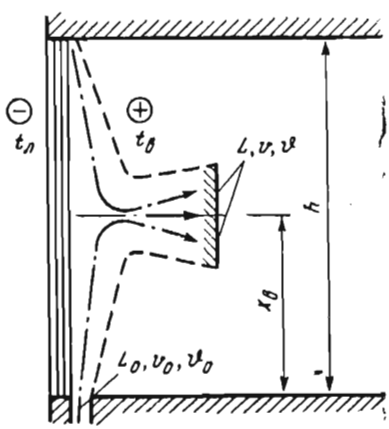


Рис. 21.5. Нисходящая и восходящая струи, настилающиеся на вертикальной стенке.

При всасывании воздуха структура воздушного потока в помещении та же, что и при нагнетании. Скорость воздуха, устремляющегося к вытяжному отверстию, не должна превышать в районе расположения птицы или животных допустимых значений в соответствии с нормативными материалами (см. подраздел 24.1). Поэтому расчетом определяют скорость v_0 в сечении всасывающего отверстия, при которой на расстоянии x от него

обеспечивается требуемое значение. Для круглых отверстий значение v^0 определяют из выражения

$$v_0 = v_x[1+9{,}1(x/d)^{1{,}4}], \qquad (21.22)$$

а для прямоугольных — по формуле

$$v_0 = v_x[1+7{,}7(b/s)^{0{,}37}(x/b)^{1{,}4}], \qquad (21.23)$$

где d — диаметр всасывающего отверстия, м; b и s — соответственно меньшая и бо́льшая стороны прямоугольного всасывающего отверстия, м; x — расстояние от всасывающего отверстия до рассматриваемой точки, отмеренное по горизонтали, м; v_x — допустимое значение скорости воздуха на расстоянии x от всасывающего отверстия, м/с. Формула (21.23) справедлива для значений $b/s = 0{,}01\ldots1{,}0$.

С целью увеличения «дальнобойности» действия всасываемой струи вокруг круглого отверстия устанавливают фланец, предназначенный для направления потока, с наружным диаметром, в 1,5...2 раза превышающим диаметр всасывающего отверстия. Аналогично вокруг прямоугольного отверстия устанавливают окаймляющий патрубок. При этом ширина окаймляющей пластины должна составлять не менее половины соответствующего размера (b или s) отверстия.

Воздушные и воздушно-тепловые завесы. В соответствии с действующими нормами при открытии ворот допускается лишь кратковременное снижение температуры воздуха в зоне нахождения животных, защищенных перегородками от прямого действия холодного воздуха, на 1,5...2 °С, а при отсутствии животных в непосредственной близости — на 3...4 °С.

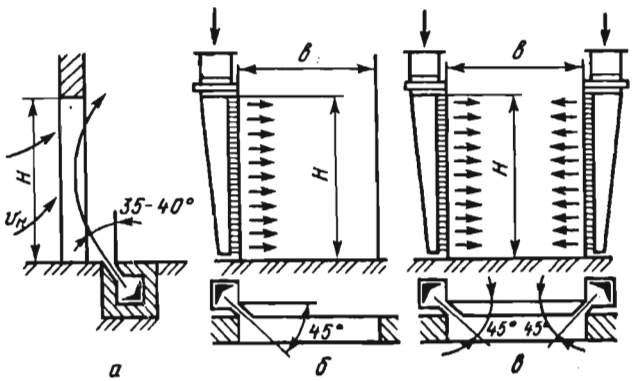


Рис. 21.6. Типы воздушных завес:
а — с нижней подачей воздуха; *б* — с боковой односторонней, подачей воздуха; *в* — с боковой двухсторонней подачей воздуха.

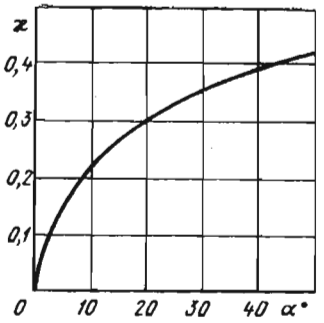


Рис. 21.7. График для определения коэффициента x при нижней подаче воздуха.

Чтобы уменьшить или предотвратить поток холодного воздуха в помещение, у ворот устраивают воздушные или воздушно-тепловые завесы. В последнем случае воздух предварительно подогревается калориферами.

Воздушно-тепловые завесы рекомендуется использовать в помещениях, где по зоогигиеническим требованиям не допускается снижение температуры при открытии технологических ворот и дверей (в свинарниках-маточниках, профилакториях для телят, родильных помещениях и т. д.).

Для создания завесы воздух, как правило, забирается из верхней части помещения и направляется под углом к холодному воздушному потоку, поступающему через проемы ворот или дверей. Начальная скорость струи должна быть 12...16 м/с.

Воздушные завесы могут быть с нижней, боковой односторонней и боковой двусторонней подачей воздуха (рис. 21.6). Опыт показывает, что наиболее эффективной является завеса с нижней подачей струи. При ее устройстве угол между осью струи и плоскостью проема 35...40°; для боковых завес — 45°.

Расход воздуха на создание завесы определяют следующим образом:

$$L = \frac{\eta L_н}{x\sqrt{H/b + 1}}, \qquad (21.24)$$

где η — коэффициент, учитывающий возможность проникновения некоторого количества наружного воздуха в верхней части ворот ($\eta = 0{,}6...1{,}0$); $L_н$ — расход наружного воздуха, поступающего через открытый проем ворот, не оборудованных завесой, м³/ч; x — коэффициент, характеризующий «дальнобойность» завесы в зависимости от угла выхода струи α к плоскости проема ворот. Значение коэффициента — см. график на рис. 21.7; H — высота проема ворот, м; b — ширина выпускной щели приточного воздуховода завесы, м.

Расход воздуха $L_н$ находят по формуле

$$L_н = 3600 v_0 BH, \qquad (21.25)$$

где B — ширина проема ворот, м.

Отношение ширины выпускной щели приточного воздуховода завесы b к высоте проема ворот H рекомендуется брать в пределах $b/H = 1/20...1/40$.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое тепловой режим помещения и какими основными факторами определяется его значение? Запишите уравнение теплового баланса поверхности ограждающих конструкций и, пользуясь сведениями, приведенными в теории теплообмена, сделайте анализ каждого члена уравнения. 2. Каковы основные теплофизические характеристики строительных материалов? Выполните их анализ и укажите факторы, влияющие на их значение. 3. Как оценивают теплозащитные свойства полов? Объясните, почему показатель тепловой активности пола является обобщенной теплофизической характеристикой полов. Укажите рекомендуемые его значения для полов животноводческих ферм. 4. Что называют теплоустойчивостью помещения, коэффициентом теплоусвоения и коэффициентом удельного теплоусвоения и какова взаимная связь между ними? 5. Что такое условная толщина слоя ограждения и как она классифицируется? 6. Дайте определение удельной изотермной влагоемкости, потенциала переноса влаги и плотности потока влаги. Проанализируйте уравнения (21.11) и (21.12) и сопоставьте их с аналогичными уравнениями для процессов теплообмена. 7. Что называют коэффициентом воздухопроницаемости ограждающих конструкций, сопротивлением слоя воздухопроницанию, плотностью потока воздуха и каковы единицы их измерения? 8. Что называют аэрацией помещения? Как определяют разность давления наружного и внутреннего воздуха под действием гравитационных сил, ветра и при их совместном воздействии? 9. Какая воздушная струя изотермная, неизотермная, затопленная, настилающаяся, осесимметричная и т. д. и каковы основные составляющие части струи? 10. Какими факторами определяется требуемое значение скорости в сечении всасывающего отверстия и каким путем на практике увеличивают «дальнобойность» действия всасываемой струи?

Глава 22. ОТОПЛЕНИЕ, ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ И КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И КОММУНАЛЬНО-БЫТОВЫХ ЗДАНИЙ

22.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Основные понятия. В производственных и коммунально-бытовых помещениях необходимо создать оптимальный микроклимат, обеспечивающий комфортные условия для людей, наивысшую продуктивность животных и растений.

Совокупность физических свойств и химического состава воздушной среды помещений, а также пыль и микроорганизмы, радиация и ионизация, освещенность объединены в понятие микроклимата помещений. Он определяется физиологическими, метеорологическими и техническими факторами.

Физиологические факторы:

влияние температуры, влажности, скорости движения воздуха и содержания газов в помещении, а также ионизации и освещенности на производительность труда работающих, продук-

тивность животных, птицы, растений, а также на сохранность овощей и фруктов в хранилищах;

количество теплоты, влаги и газов, выделяемое людьми, животными, птицей, растениями, овощами и фруктами.

Метеорологические факторы:

условия внешней окружающей среды, которые воздействуют на микроклимат помещений через ограждающие конструкции и вентиляцию или кондиционирование.

Технические факторы:

конструкция зданий, а также размеры и теплоизоляция ограждающих поверхностей;

вентиляция и отопление;

освещенность.

Влияние температуры. Наиболее важный параметр микроклимата — температура. От ее значения зависит самочувствие людей, животных и птицы, а следовательно, их производительность или продуктивность. Под оптимальной понимают температуру, при которой достигается максимальная продуктивность при наименьшем расходе энергии (корма), причем необходимое при этом технологическое оборудование для обеспечения микроклимата должно быть экономически оправдано.

Оптимальная температура близка к той, которая в физиологии животных определена как критическая температура (КТ) и характеризуется самым низким энергетическим обменом. Отклонения от этой температуры вызывают повышение энергетического обмена. Так, организм животного и птицы при температуре ниже критической должен производить теплоту дополнительно (за счет, например, дополнительного корма), чтобы сохранить температуру тела постоянной. При повышении температуры сверх оптимальной уменьшается конвективный теплообмен организма с окружающей средой. Стремление организма сохранить постоянной свою температуру, несмотря на затруднения с теплоотдачей (например, за счет учащенного дыхания), приводит к расходу дополнительной энергии и снижению продуктивности.

Влияние влажности. В отличие от температуры влажность воздуха оказывает на производительность людей и продуктивность животных и птицы косвенное влияние. Высокая влажность воздуха ведет к повреждению строений, скоплению влаги на поверхности тела, способствующей развитию кожных и грибковых заболеваний. При низкой температуре животные переохлаждаются, болеют простудными заболеваниями, у них воспаляются дыхательные пути. При высокой влажности воздуха уменьшается испарение влаги из испражнений животных и птицы, но увеличивается выделение вредных газов.

Высокая влажность при высокой температуре затрудняет выделение теплоты животными путем испарения. При низкой влажности и высокой температуре воздуха помещений у животных появляется жажда, развивается пневмония.

Влияние состава воздуха. В процессе жизнедеятельности людей, животных, птицы, растений, овощей выделяются газы. Так, из организма с выдыхаемым воздухом постоянно выводится углекислый газ, при этом его содержание в помещении повышается, а кислорода — снижается. В воздухе животноводческих и особенно птицеводческих помещений накапливаются аммиак и сероводород вследствие гниения органических веществ. Это приводит к замедлению окислительных процессов в организме, нарушению его терморегуляции.

В СССР различают три зоны влажности наружного воздуха: сухая (С), нормальная (Н) и влажная (В).

Условия эксплуатации ограждающих конструкций в зависимости от влажностного режима помещений и зон влажности выбирают по СНиП II-3—79**.

Влажностный режим помещений определяют в зависимости от температуры внутри помещения (табл. 9).

Пылевое и микробное загрязнение воздуха. В помещениях для животных и птицы пыль образуется от подстилки, кожных чешуек, корма и высыхающего кала. Кроме того, в воздухе этих помещений постоянно обитают микробы. Пыль, задерживающаяся на стенах, вызывает образование плесени и размножение бактерий.

Влияние света. Биологическим воздействием обладают белая, красная и ультрафиолетовая части спектра. Для продуктивности животных и растений имеет значение не только сама освещенность, но и продолжительность светового дня.

Влияние ионизации воздуха. Ионизация является средством улучшения санитарно-гигиенического состояния воздушной среды помещений, так как повышает обмен веществ в организме, снижает заболеваемость животных и птицы, стимулирует их продуктивность.

9. Влажностный режим помещений

Режим	Относительная влажность, %, при температуре		
	до 12 °С	12...24 °С	свыше 24 °С
Сухой	60	50	40
Нормальный	60...75	50...60	40...50
Влажный	75	60...75	50...60
Мокрый	—	75	60

22.2. ТЕПЛОВЫЕ ПОТЕРИ ПОМЕЩЕНИЙ

Для поддержания в помещении необходимой температуры предусматривают систему отопления, которую рассчитывают и проектируют на наиболее холодный период года. Для определения мощности системы отопления необходимо знать потери теплоты из помещений. Эти потери делят на основные и добавочные.

Основные потери определяют по формуле

$$\Phi = \Sigma k_{o\,i} A_{o\,i} (t_в - t_н) n_i, \qquad (22.1)$$

где k_{oi} — коэффициент теплопередачи ограждения, Вт/(м²·К); A_{oi} — площадь поверхности отдельных ограждений, м²; $t_в$ — расчетная температура внутреннего воздуха, °С; $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С; n_i — коэффициент, зависящий от положения поверхности к наружному воздуху.

Расчетную температуру внутреннего воздуха $t_в$, °С, принимают на основании норм технологического проектирования в зависимости от назначения помещения.

Расчетную зимнюю температуру наружного воздуха $t_н$, °С, принимают в соответствии со СНиП 2.01.01—82 с учетом тепловой инерции D ограждающих конструкций (см. подраздел 21.4).

Для культивационных сооружений значение $t_н$ принимают равным средней температуре самых холодных суток. При определении площади ограждающих конструкций A_o следует руководствоваться правилами обмера, согласно которым линейные размеры определяют с точностью до 0,1 м, площадь до 0,1 м².

Для каждого ограждения

$$k_o = 1/R_o, \qquad (22.2)$$

где $R_o = R_в + \sum_{i=1}^{n} \delta_i/\lambda_i + R_{в.п} + R_н$; $R_в = 1/\alpha_в$; $R_{в.п}$ и $R_н = 1/\alpha_н$ — соответственно термическое сопротивление теплообмена от воздуха помещения к внутренней поверхности ограждения, сквозь воздушную прослойку и от наружной поверхности ограждений к наружному воздуху, (м²·К)/Вт; $\alpha_в$ и $\alpha_н$ — коэффициенты теплообмена на внутренней и наружной поверхности ограждений, Вт/(м²·К); δ — толщина слоя ограждения, м; λ — теплопроводность слоя ограждения, Вт/(м·К).

Для жилых и общественных зданий коэффициент теплообмена у внутренней поверхности $\alpha_в$ принимают: для гладких поверхностей и потолков с выступающими ребрами при $h/a \leqslant 0{,}03$ $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м²·К); для потолков при $h/a > 0{,}3$ $\alpha_в = 7{,}6$ Вт/(м²·К), где h — высота ребер, a — расстояние между гранями соседних ребер.

В животноводческих и птицеводческих помещениях коэффициент теплообмена $\alpha_в$: для стен помещений с плотностью заполнения более 80 кг живой массы на 1 м² пола $\alpha_в = 12$ Вт/(м²·К); с плотностью заполнения менее 80 кг живой массы $\alpha_в =$

$=8{,}7$ Вт/(м^2·К). Для потолков во всех животноводческих и птицеводческих зданиях $\alpha_в = 8{,}7$ Вт/(м^2·К).

Коэффициент теплообмена наружной поверхности ограждений для зимних условий $\alpha_н$ принимают по СНиП II-3—79**. Для наружных стен, покрытий, перекрытий над проездами и над холодными подпольями $\alpha_н = 23$ Вт/(м^2·К); для перекрытий над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, а также для перекрытий над холодными подпольями $\alpha_н = 17$ Вт/(м^2·К); для чердачных, а также наружных стен с воздушной вентилируемой прослойкой $\alpha_н = 12$ Вт/(м^2·К); для перекрытий над неотапливаемыми подвалами без световых проемов в стенах, расположенных выше уровня земли и над неотапливаемыми техническими подпольями, расположенными ниже уровня земли, $\alpha_н = 6$ Вт/(м^2·К).

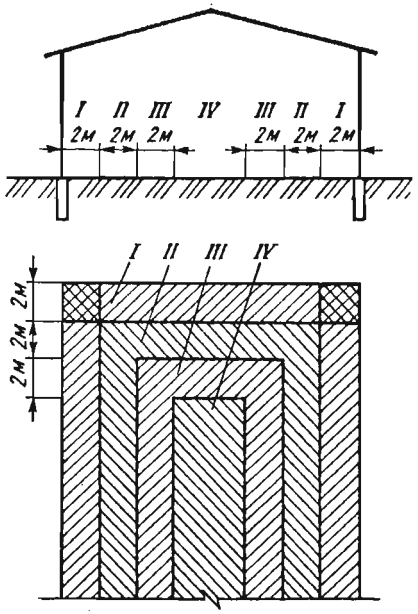


Рис. 22.1. Разбивка пола по зонам.

Теплотехнические характеристики, в том числе теплопроводность λ строительных материалов, приведены в СНиП II-3—79**.

Сопротивление теплопередаче $R_{в.п}$ воздушных прослоек при изменении толщины прослоек от 10 до 300 мм колеблется для горизонтальных прослоек от 0,129 до 0,240 (м^2·К)/Вт.

Значение сопротивления теплопередаче $R_{в.п}$ для окон с одинарным остеклением равно 0,16...0,17 (м^2·К)/Вт, для двойного остекления 0,31...0,34 (м^2·К)/Вт (большие значения для окон в деревянных переплетах). Для деревянных дверей и ворот $R_о = 0{,}22$ (м^2·К)/Вт, а для двойных — 0,43 (м^2·К)/Вт.

Значение коэффициента n_i в формуле (23.1) принимают:

для наружных стен, покрытий и чердачных перекрытий (с кровлей из штучных материалов) — 1;

для покрытий над холодными подвалами, сообщающимися с наружным воздухом, и чердачных перекрытий (с кровлей из рулонных материалов) — 0,9;

для перекрытий над неотапливаемыми подвалами — 0,75...0,6.

Сопротивление теплопередаче через пол определяют по зонам (рис. 22.1). Термическое сопротивление $R_{н.п}$, (м²·К)/Вт, для отдельных зон неутепленного пола:

Зоны	I	II	III	IV
$R_{н.п}$	2,15	4,3	8,6	14,2

Сопротивление теплопередаче для каждой зоны утепленного пола

$$R_{у.п} = R_{н.п} + \delta_{у.с}/\lambda_{у.с}, \qquad (22.3)$$

где $\delta_{у.с}$ — толщина утепленного слоя, м; $\lambda_{у.с}$ — теплопроводность утепленного слоя, Вт/(м·К).

Сопротивление теплопередаче полов, расположенных на лагах,

$$R_п = R_{у.п}/0{,}85. \qquad (22.4)$$

При содержании животных или птицы на глубокой подстилке потери теплоты сквозь пол не учитываются.

Пол, теплопроводность конструктивных слоев которого $\lambda < 1{,}163$ Вт/(м·К), считают утепленным. Если $\lambda \geqslant 1{,}163$ Вт/(м·К), пол принято считать *неутепленным*.

Сопротивление теплопередаче $R_о$ следует принимать не менее требуемого $R_о^{тр}$ и экономически целесообразного $R_о^{эк}$.

Требуемое сопротивление теплопередаче $R_о^{тр}$, (м²·К)/Вт, ограждающих конструкций (за исключением световых проемов) определяют по формуле

$$R_о^{тр} = \frac{t_в - t_н}{\Delta t^н} R_в n, \qquad (22.5)$$

где $\Delta t^н$ — нормируемый перепад температур между температурой внутреннего воздуха и температурой внутренней поверхности ограждающей конструкции, °С (принимают по СНиП II-3—79**); n — коэффициент, зависящий от положения ограждающей конструкции по отношению к наружному воздуху и принимаемый по таблице 3 СНиП 2-04-05—84 (значения n приведены на с. 255).

Требуемое сопротивление теплопередаче $R_о^{тр}$ дверей и ворот должно быть не менее 0,6 $R_о^{тр}$ стен зданий и сооружений.

Экономически целесообразное термическое сопротивление $R_{ут}^{эк}$, (м²·К)/Вт, теплоизоляционного слоя многослойных конструкций, наружных конструкций или слоя однородной конструкции определяют по формуле

$$R_{ут}^{эк} = 1{,}9\sqrt{\frac{n_{ут}(t_в - t_{от.пер})\, Z_{от.пер}\, C_т\, l_т\, m}{\lambda_{ут}\, C_{ут}\, E_{н.п}}}, \qquad (22.6)$$

где $n_{ут}$ — коэффициент, учитывающий примерное отношение термического сопротивления утеплителя к сопротивлению теплопередачи и принимаемый равным 0,85; $t_{от.пер}$ — средняя температура отопительного периода, °С; $Z_{от.пер}$ —

продолжительность отопительного периода, сут; $C_т$ — стоимость тепловой энергии, руб/кДж; $l_т$ — коэффициент, учитывающий изменение стоимости тепловой энергии в перспективе (для производственных зданий с сухим и нормальным режимом влажности $l_т = 1{,}2$; с мокрым и влажным режимом $l_т = 1{,}0$); m — коэффициент, учитывающий дополнительные потери теплоты на подогрев инфильтрующегося наружного воздуха ($m = 1{,}05$). При воздушном отоплении, совмещенном с приточной вентиляцией $m = 1{,}0$; $\lambda_{ут}$ — теплопроводность выбранного материала утеплителя, Вт/(м·К); $C_{ут}$ — стоимость материала утеплителя или конструктивного слоя, руб/м³; $E_{н.п}$ — нормативный коэффициент для приведения разновременных затрат, 1/год ($E_{н.п} = 0{,}8$).

По значению $R_{ут}^{эн}$ находят толщину утеплителя или конструктивного слоя $\delta_{ут}$, м:

$$\delta_{ут} = R_{ут}^{эк} \lambda_{ут}. \qquad (22.7)$$

Экономически целесообразное сопротивление теплопередаче $R_0^{эк}$, (м²·К)/Вт:

$$R_0^{эк} = R_в + R_{ут}^{эк} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + R_н, \qquad (22.8)$$

где δ_i/λ_i — термическое сопротивление конструктивного слоя, (м²·К)/Вт.

Последовательными расчетами определяют значение $R_0^{эк}$, при котором величина приведенных затрат П, руб/м², будет наименьшей. Значение П для различных вариантов определяют по формуле

$$П = C_э + \frac{11{,}3 \cdot 10^{-4} (t_в - t_{от.пер}) Z_{от.пер} C_т}{R_0}, \qquad (22.9)$$

где $C_э$ — единовременные затраты на строительно-монтажные работы, руб/м²;

$$C_э = 1{,}25[(Ц + C_{тр}) 1{,}02 + C_м]. \qquad (22.10)$$

где Ц — оптовая цена конструкции, определяемая по прейскурантам, руб/м²; $C_{тр}$ — стоимость транспортирования конструкции, руб/м²; $C_м$ — стоимость монтажа (возведения) ограждающих конструкций, руб/м².

Начало отопительного периода для сельскохозяйственных производственных зданий принимают в зависимости от назначения здания. Добавочные потери учитывают факторы, которые не учтены при расчете основных тепловых потерь.

Добавку на ориентацию помещения по странам света принимают для вертикальных и наклонных поверхностей (стены, окна, двери): на север, восток, северо-восток и северо-запад в размере 10%, на юго-восток и запад — 5%.

Добавки на прочие потери учитывают расход теплоты на нагрев воздуха, поступающего в помещение при открывании наружных ворот и дверей, не оборудованных воздушными завесами. Для производственных одноэтажных зданий с двойными дверями или воротами с тамбуром между ними принимают 80%

потерь теплоты, с одинарными дверьми — 65%; для двухэтажных зданий и выше с двойными дверьми — 80% $n_{эт}$, с одинарными — 65% $n_{эт}$ ($n_{эт}$ — число этажей).

При наличии двух и более наружных стен вводят потери теплоты на наружные стены, окна, двери, принимая их в размере 5% основных потерь.

Добавочные потери на инфильтрацию наружного воздуха через притворы фрамуг, окон, дверей и ворот определяют расчетом в соответствии со СНиП 2.04.05—86. При отсутствии данных для расчета инфильтрации можно принять значение потока теплоты на инфильтрацию равным 30% основных потерь теплоты через ограждающие конструкции.

Мощность систем отопления $Ф_{от}$, Вт, определяют из уравнения теплового баланса здания:

$$Ф_{от} = Ф_{т.п} + Ф_{и} - Ф_{тв}, \qquad (22.11)$$

где $Ф_{т.п}$ — мощность тепловых потерь (суммарных) здания, Вт; $Ф_{и}$ — мощность затрат теплоты на испарение влаги, Вт; $Ф_{тв}$ — мощность тепловыделений в помещении, Вт.

22.3. ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ОТ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Технологическое оборудование (механическое, электрическое и др.)— это источник теплопоступлений в помещение.

Тепловой поток тепловыделений от оборудования, приводимого в действие электродвигателями,

$$Ф_{об} = N_{н} k_{з} k_{одн} k_{т} 10^{3}, \qquad (22.12)$$

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 уноса теплоты 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.

Тепловой поток тепловыделений от электродвигателей, находящихся в помещении,

$$Ф_{дв} = N_{н} k_{з} k_{одн} \frac{1 - \eta_{дв}}{\eta_{дв}} 10^{3}, \qquad (22.13)$$

где $\eta_{дв}$ — КПД двигателя.

Мощность тепловыделений от нагретых поверхностей оборудования

$$Ф_{н.п} = \sum_{i=1}^{n} \alpha_{i} A_{i} (t_{п_i} - t_{в}), \qquad (22.14)$$

где A_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

$$\alpha = 11{,}6\sqrt{v}; \tag{22.15}$$

для поверхности нагретой воды

$$\alpha = 5{,}7 + 4{,}1v, \tag{22.16}$$

где v — скорость движения воздуха около поверхности, м/с.

Тепловой поток тепловыделений от электрических нагревателей печей и сушилок

$$\Phi_{печ} = N_н k_1 10^3, \tag{22.17}$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий долю теплоты, поступающей в помещение ($k_1 = 0{,}15 \ldots 1.0$).

Тепловой поток от остывающего материала или продукта

$$\Phi_м = [M_м c_м (t_{м.н} - t_{м.к})]10^3/z, \tag{22.18}$$

где $M_м$ — масса остывшего материала, кг; $c_м$ — удельная теплоемкость материала, кДж/(кг·К). Для металла $c_м = 0{,}72 \ldots 0.75$, а для дерева $c_м = 2.6$ кДж/(кг·К); $t_{м.н}$ и $t_{м.к}$ — начальная и конечная температура материала, °С; z — время, в течение которого происходит охлаждение материала, с.

Тепловой поток от освещения

$$\Phi_{осн} = N_{осв} 10^3, \tag{22.19}$$

где $N_{осн}$ — суммарная мощность источников освещения, кВт.

Тепловые потоки тепловыделений от людей складываются из отдачи явной и скрытой (вышедшей с влагой) теплоты и зависят от тяжести выполняемых работ, скорости движения воздуха, теплозащитных свойств одежды, температуры воздуха в помещении.

Полная теплота, содержащая явную и скрытую теплоту.

$$\Phi_r = nq, \tag{22.20}$$

где q — удельное количество теплоты, выделяемое одним человеком, Вт/чел.; n — количество людей.

При изменении температуры $t_в$ от 15 до 35 °С q изменяется в пределах: для легкой работы от 157 до 145, для работы средней тяжести — от 208 до 197 и для тяжелой работы независимо от значения $t_в$ — $q = 290$ Вт/чел.

22.4. СИСТЕМА ОТОПЛЕНИЯ

Общие сведения. Для обогрева зданий в сельском хозяйстве применяют системы водяного, парового, панельно-лучистого, воздушного и печного отопления.

Водяное отопление рекомендуется в помещениях с длительным пребыванием людей, где требуется стабильная температура воздуха в течение суток (для детских и лечебных учреждений, жилых домов, гостиниц, общежитий, учебных заведений, бань, прачечных, административных и производственных помещений).

Паровое отопление используют в производственных помещениях, банях, прачечных, ремонтных мастерских и допускают во вспомогательных помещениях различных предприятий. Его применение технически оправдано в тех случаях, когда пар вырабатывается для технологических процессов предприятия. Уровень шума при движении пара в системе отопления не должен превышать заданных для данного помещения пределов.

Панельно-лучистое отопление может быть применено в помещениях и зданиях любого назначения. Оно поддерживает равномерную температуру воздуха по высоте помещения, но ремонт такой системы отопления затруднен.

Воздушное отопление не обеспечивает хорошей регулировки температуры воздуха в отдельных помещениях отапливаемых зданий, что ограничивает область его применения. Систему воздушного отопления используют в основном для обогрева помещений большого объема (спортивные залы, клубы, магазины, вокзалы, библиотеки), а также помещений с определенными условиями микроклимата, в которых отопление совмещено с вентиляцией (животноводческие и птицеводческие фермы и комплексы, овоще- и фруктохранилища и т. д.).

Печное отопление чаще всего применяют в личных домах сельского населения и редко в конторских и общественных помещениях. Оно не обеспечивает стабильной температуры воздуха в течение суток из-за неравномерности теплоотдачи печей. Температура в помещении в большей степени, чем при других способах отопления, зависит от температуры наружного воздуха, силы ветра и влажности воздуха. По своей топливной экономичности печи уступают топкам отопительных котлов.

Системы отопления различных типов зданий и помещений выбираются на основе анализа противопожарных требований и гигиенических условий, предъявляемых к данным отапливаемым помещениям, а также сравнения технико-экономических показателей систем отопления.

Водяное отопление. Систему водяного отопления классифицируют по нескольким признакам.

По способу обеспечения циркуляции воды различают системы *с естественной* и *принудительной циркуляцией.* В первом случае движение воды происходит за счет разности плотности нагретой и охлажденной воды. Во втором случае циркуляция воды создается насосами.

В зависимости от схемы присоединения нагревательных приборов к подводящим и отводящим трубопроводам системы водяного отопления подразделяют на *двухтрубные* и *однотрубные*. В двухтрубной системе горячая и охлажденная вода соответственно подводятся к нагревательному прибору и отводятся от него по отдельным трубам.

По способу прокладки магистральных трубопроводов системы отопления бывают *с нижней* и *верхней разводкой* (расположенные соответственно ниже и выше нагревательных приборов).

По способу присоединения нагревательных приборов к трубам системы делят на *вертикальные* и *горизонтальные*.

В зависимости от направления движения воды в горячей и обратной магистралях различают *тупиковые системы* и *системы с попутным движением*. Для тупиковых систем характерно встречное движение горячей и охлажденной воды. В системах с попутным движением направления потоков нагретой и охлажденной воды совпадают.

В зависимости от способа теплоснабжения различают *индивидуальное теплоснабжение*, когда для каждого здания предусмотрена своя котельная, и *централизованное теплоснабжение* — от районной котельной или ТЭЦ.

Водяное отопление с естественной циркуляцией предназначено для отопления малоэтажных жилых, административных, конторских зданий и личных домов сельского населения. В этом случае используют местные котельные с радиусом действия до 30 м.

Системы водяного отопления с естественным побуждением могут быть с верхней или нижней разводкой и выполняются только по тупиковой схеме. Они могут быть в одно- и двухтрубном исполнении. Наибольшее распространение получила однотрубная система с верхней разводкой. Однотрубные системы менее металлоемки и проще в монтаже.

Двухтрубная система водяного отопления с естественной циркуляцией показана на рисунке 22.2. По главному стояку *2* происходит восходящее движение воды, а в стояках *11* и *12* — нисходящее движение. Расширительный бак *6* присоединен к главному стояку трубой *7* и к подающей магистрали *9*. Из системы воздух отводится через расширительный бак по трубе *5*.

Системы квартирного отопления с естественной циркуляцией воды характеризуются небольшим радиусом действия (до 10 м). Для усиления циркуляции воды в системе рекомендуется изолировать главный стояк и располагать отопительные приборы ближе к источнику теплоты.

Большое распространение, в том числе для отопления многоэтажных зданий, зданий большой протяженности, жилых по-

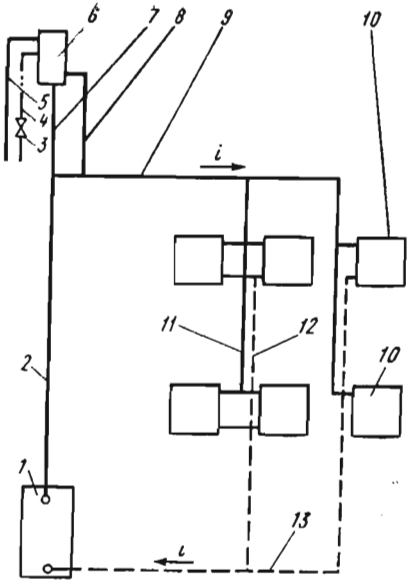


Рис. 22.2. Схема двухтрубной системы отопления с естественной циркуляцией:

1 — источник теплоты (котел); *2* — главный стояк; *3* — вентиль; *4* — сигнальная труба; *5* — переливная труба; *6* — расширительный бак; *7* — соединительная труба; *8* — циркуляционная труба; *9* — подающая магистраль; *10* — отопительный прибор; *11* и *12* — подающий и обратный стояки; *13* — обратная магистраль.

селков сельского населения, находят системы отопления с искусственной циркуляцией воды. Преимущество таких систем состоит в том, что они могут быть центральными и обслуживать много объектов, отстоящих от котельной на значительное расстояние (в сельской местности на 250... 1000 м). В системах водяного отопления с циркуляцией воды при помощи насосов применяется вода с температурой 130/70 и 150/70 °С. Это даст возможность уменьшить расходы на тепловые сети и транспортировку теплоты, а также автоматически регулировать в больших пределах температуру теплоносителя. Эти системы отопления требуют расхода электроэнергии на привод насосов.

Двухтрубная вертикальная система водяного отопления может быть с верхней и нижней разводкой. Схема системы с верхней разводкой приведена на рисунке 22.3, *а*. В этой системе путь воды следующий. Из источника теплоснабжения (котла или теплового пункта) *1* горячая вода через главный стояк *2* и горизонтальную магистраль *4* поступает через стояки *7* к отопительным приборам *9*. Из последних охлажденная вода через обратные стояки *8* и обратные магистрали *10* возвращается в источник теплоснабжения *1*.

На схеме приведена тупиковая система. Для удаления воздуха служат воздухосборники. Они представляют собой цилиндр, выполненный из трубы большого диаметра, в результате чего скорость воды снижается до 0,05 м/с и ниже, что обеспечивает удаление воздушных (газовых) пузырьков из воды. Воздухосборники оснащены специальными штуцерами.

Горизонтальные магистральные трубопроводы прокладываются с уклоном 0,002. Трубы подводок к прибору должны иметь разность уровней 5... 10 мм на всю длину подводки. Для регу-

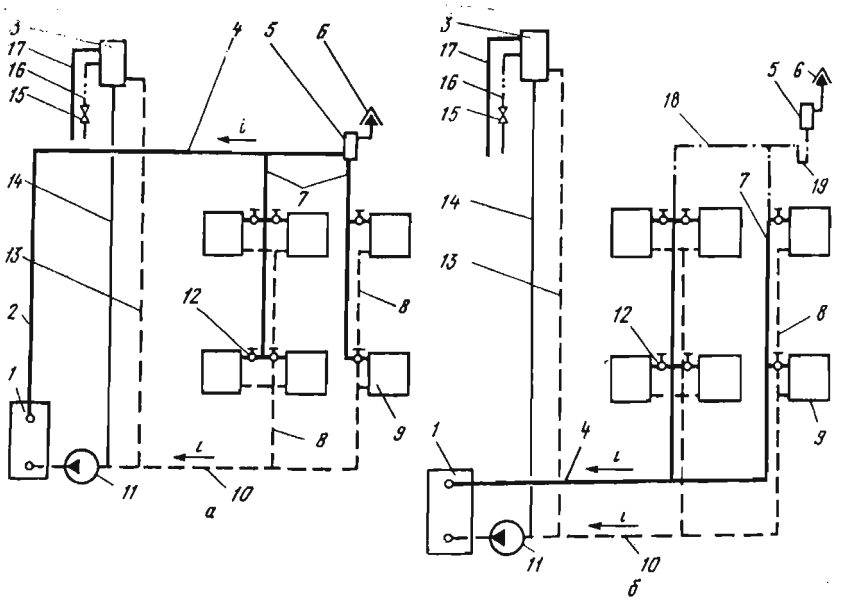


Рис. 22.3. Схемы двухтрубной системы отопления с искусственной циркуляцией:

а — с верхней разводкой; *б* — с нижней разводкой; *1* — источник теплоты; *2* — главный стояк; *3* — расширительный бак; *4* — подающая магистраль; *5* — воздухосборник; *6* — воздушный кран; *7* — подающий стояк; *8* — обратный стояк; *9* — отопительный прибор; *10* — обратная магистраль; *11* — циркуляционный насос; *12* — регулирующий кран; *13* — циркуляционная труба; *14* — соединительная труба; *15* — вентиль; *16* — сигнальная трубка; *17* — переливная трубка; *18* — воздушная линия; *19* — воздушный затвор.

лирования тепловой мощности нагревательных приборов применяют краны двойного регулирования.

В системе с нижней разводкой (рис. 22.3, *б*) удаление воздуха производят с помощью воздушного трубопровода *18* и воздухосборника *5*. На воздушной линии предусматривают воздушный затвор *19*, что предотвращает циркуляцию воды по воздушной линии. Воздух из системы может также удаляться через краны, установленные в верхних пробках отопительных приборов, расположенных на верхних этажах.

Однотрубная система водяного отопления с верхней разводкой приведена на рисунке 22.4, где показаны три возможные схемы компоновки системы отопления. В первой, называемой прямоточной схемой (*а*), вода последовательно перетекает из одного прибора в другой. Отличительная особенность схемы — отсутствие регулирующих кранов у нагревательных приборов. Вторая схема (*б*) выполнена с замыкающими участками *3*. В этом случае вода в узлах присоединения нагревательных приборов делится на два потока, из которых один поступает в

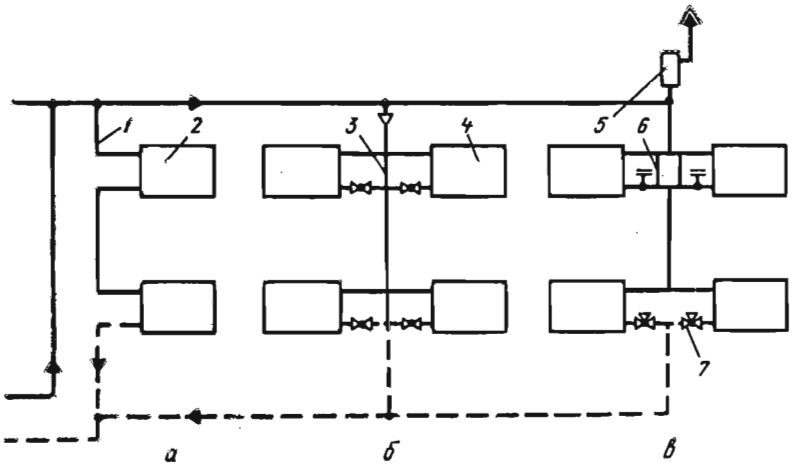


Рис. 22.4. Схема однотрубной системы водяного отопления с верхней разводкой:

1 — стояк; *2* и *4* — отопительные приборы; *3* и *6* — замыкающие участки; *5* — воздухосборник; *7* — трехходовой кран.

отопительный прибор *4*, а другой протекает мимо и направляется в нижерасположенные приборы *4*. У приборов установлены регулирующие краны. В третьей схеме (*в*) предусмотрены смещенные замыкающие участки *6*. Для нижнего прибора использована прямоточно-регулирующая схема с установкой в узлах трехходовых кранов *7*. Переключением трехходового крана *7* можно добиться, чтобы системы работали или по проточному режиму, или по режиму с замыкающими участками.

В однотрубной системе с верхней разводкой выпуск воздуха осуществляется при помощи воздухосборников *5*, расположенных в верхних точках системы. Для этой цели используют также расширительные баки.

Горизонтальные системы водяного отопления применяют в зданиях большой протяженности, при этом отдают предпочтение однотрубным системам. Их выполняют (рис. 22.5) по одной из следующих схем: с замыкающими участками (*а*) или проточными (*б*). Выпуск воздуха предусмотрен из каждого прибора.

При присоединении системы водяного отопления к тепловым сетям непосредственно или по схеме с подмешиванием расширительные баки в системах отопления не устанавливают. При этом воздух удаляется через воздухосборники.

На тепловых вводах в местах присоединения систем отопления к тепловым сетям с перегретой водой в системах отопления устанавливают элеваторы. С их помощью снижают температуру

воды, поступающей из тепловой сети в систему отопления, и обеспечивают необходимое давление для ее циркуляции. На рисунке 22.6 приведена схема теплового пункта с элеватором. Из тепловой сети *1* горячая вода с температурой τ_1 поступает к элеватору *3*, где происходит ее смешение с обратной водой, в результате чего достигается требуемое значение температуры горячей воды $t_г$. Из элеватора *3* вода поступает в систему отопления.

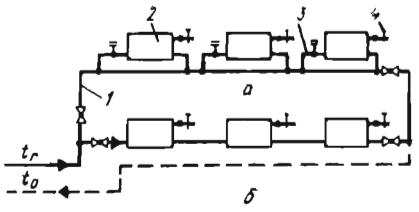


Рис. 22.5. Схема горизонтальной однотрубной системы отопления:

а — с замыкающими участками и *б* — проточная; *1* — стояк; *2* — нагревательные приборы; *3* — регулирующий кран; *4* — выпуск воздуха.

Паровое отопление. В зависимости от давления пара различают системы низкого давления (давление в системе равно 0,15...0,17 МПа) и системы высокого давления (давление 0,17...0,47 МПа).

По способу прокладки паро- и конденсатопроводов различают системы с верхней и нижней разводкой. При верхней разводке паропровод расположен выше нагревательных приборов, а конденсатопровод ниже их. При нижней разводке как паропровод, так и конденсатопровод расположены ниже нагревательных приборов.

В зависимости от способа возврата конденсата системы делят на замкнутые и разомкнутые. В первых системах конденсат самотеком возвращается в котел. В разомкнутых системах конденсат направляется в конденсатный бак, откуда перекачивается насосом в котел. Конденсатопроводы могут быть сухими, когда конденсат не полностью заполняет сечение трубопровода,

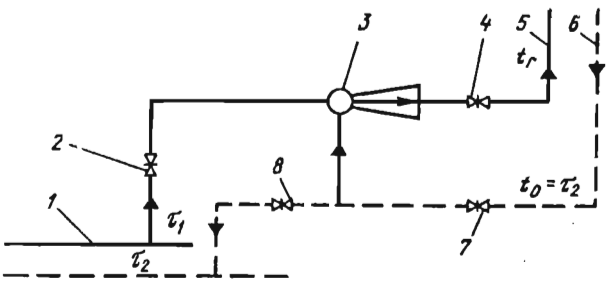


Рис. 22.6. Схема теплового пункта:

1 — горячая вода тепловой сети; *2, 4, 5, 8* — задвижки; *3* — элеватор; *5* — горячая вода в систему отопления; *6* — обратная вода из системы отопления.

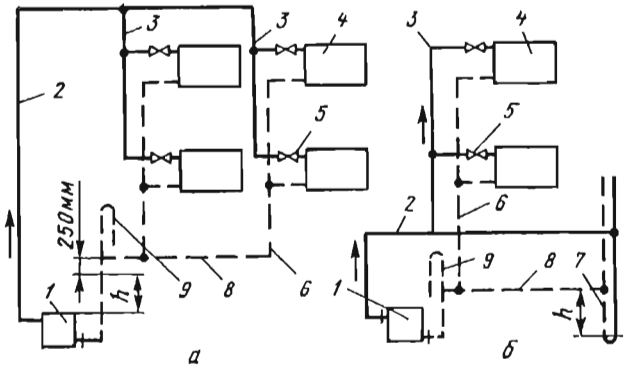


Рис. 22.7. Схема двухтрубной паровой системы низкого давления:

а — тупиковая схема с верхней разводкой; *б* — с нижней разводкой; *1* — паровой котел; *2* — главный стояк; *3* — стояки подводящие; *4* — отопительные приборы; *5* — паровые вентили; *6* — конденсатный стояк; *7* — гидравлический затвор; *8* — конденсатопровод; *9* — воздушная труба.

и мокрыми когда все сечение трубопровода заполнено конденсатом.

Перед началом работы системы парового отопления заполняют котел водой до нормального уровня, после чего его растапливают.

На рисунке 22.7, *а* показана двухтрубная замкнутая схема с верхней разводкой, с самотечным возвратом конденсата. Из котла *1* или паропровода внешних тепловых сетей пар по главному стояку *2* и стоякам *3* поступает к нагревательным приборам *4*. По конденсатопроводам *6* и *8* конденсат возвращается в котел или конденсатопроводы внешних тепловых сетей. Воздух из системы отводится через трубу *9*.

На рисунке 22.7, *б* приведена система с нижней разводкой. Во избежание попадания пара в конденсатопровод устанавливают гидравлический затвор *7*.

Разомкнутая система парового отопления, применяемая при давлении более 0,13 МПа, приведена на рисунке 22.8. Воздух удаляется через конденсатный бак *7*.

Воздушное отопление. Системы воздушного отопления могут быть с естественной циркуляцией или механическим побуждением воздуха, местными или центральными, прямоточными или с рециркуляцией (полной или частичной) воздуха.

Местные системы воздушного отопления применяют при отоплении одного помещения. Схема такой системы приведена на рисунке 22.9. Она содержит тепловой центр *1*, в который входят вентилятор и калориферы, и каналы вытяжной вентиляции *2*. Для подогрева воздуха используют паровые, водяные и

электрические калориферы или теплогенераторы. На рисунке 22.9, *а* показана прямоточная система, при которой подогретый воздух подается в помещение в количестве, достаточном для вентиляции. В таком же количестве воздух удаляется из помещения. В системах с частичной рециркуляцией (рис. 22.9, *б*) часть воздуха забирается снаружи с температурой $t_н$, а другая часть из помещения с температурой $t_в$. Смешанный воздух подогревается и подается в помещение. Системой вытяжной вентиляции удаляется часть этого воздуха (за вычетом количества воздуха, которая забирается для смешения с наружным воздухом). Для рециркуляционных систем характерно отсутствие вентиляции — в помещении происходит циркуляция внутреннего воздуха без его замены (рис. 22.9, *в*). Такие системы применимы в помещении, где не требуется вентиляция.

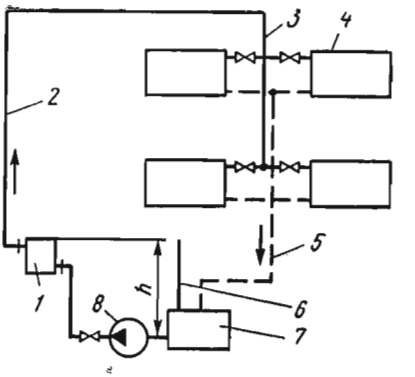


Рис. 22.8. Схема паровой разомкнутой системы отопления:

1 — котел; *2* — паропровод (главный стояк); *3* — паровой стояк; *4* — отопительные приборы; *5* — конденсатопровод; *6* — воздушная труба; *7* — конденсатный бак; *8* — конденсатный насос.

Схемы центральных систем воздушного отопления показаны на рисунке 22.10. Здесь также возможна прямоточная система с частичной или полной рециркуляцией воздуха. Снижение расхода теплоты достигается установкой теплообменника утилизатора *6* (рис. 22.10, *в*), в котором подогрев поступающего воздуха осуществляется за счет теплоты удаляемого из помещения внутреннего воздуха. Этот вопрос изложен более подробно в параграфе 31.3.

Отопительные и отопительно-вентиляционные агрегаты содержат калорифер, вентилятор и систему регулирования агрегата.

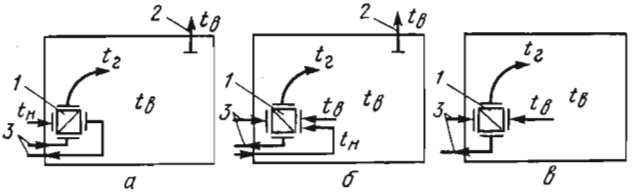


Рис. 22.9. Схема местных систем воздушного отопления:

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.

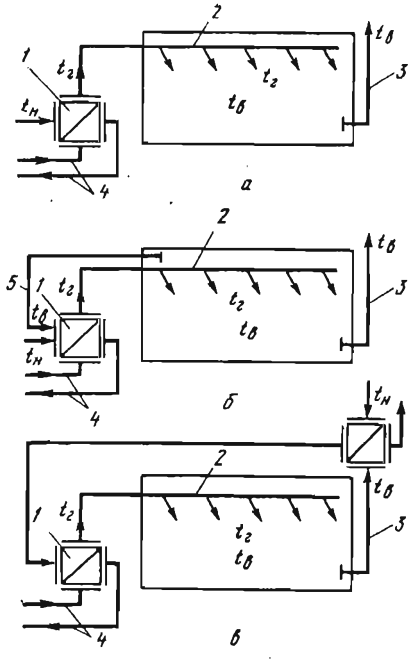


Рис. 22.10. Схема центральных систем воздушного отопления:

а — прямоточная; *б* — с частичной рециркуляцией; *в* — прямоточная рекуперативная; *1* — тепловой центр; *2* — приточный воздуховод; *3* — вытяжной воздуховод; *4* — трубопроводы теплоносителя; *5* — рециркуляционный воздуховод; *6* — теплообменник утилизатор.

Панельно-лучистое отопление. Система панельно-лучистого отопления может быть применена в различных помещениях зданий любого назначения. Она осуществляется за счет излучения теплоты специальными греющими панелями, расположенными в полу, стенах или потолке помещения.

Интенсивность излучения теплоты зависит от места установки панели. Наибольшее количество теплоты — 70... 75% — излучают потолочные панели, а панели, расположенные в полу, — 25...30%.

Отопительные панели — это монолитные железобетонные плиты со встроенными 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. Печи, применяемые для отопления, классифицируются по назначению на отопительные, отопительно-варочные, кухонные плиты квартирного типа с отопительными щитами, русские печи.

По теплоемкости печи подразделяют на теплоемкие с активным объемом 0,2 м^3 и более, с внешними стенками толщиной не менее 0,06 м в области топливника и 0,04 м в прочих местах; теплоемкие печи с активным объемом менее 0,2 м^3, в основном переносные металлические или с футеровкой 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; печи повышенного нагрева с максимальной температурой в отдельных точках наружной поверхности до 120 °С при средней температуре всей поверхности 90 °С; печи высокого нагрева (в основном металлические).

Применение печного отопления ведет к большому расходу топлива по сравнению с центральным отоплением и требует увеличения затрат труда на производство теплоты.

22.5. НАГРЕВАТЕЛЬНЫЕ ПРИБОРЫ СИСТЕМ ВОДЯНОГО, ПАРОВОГО И ПАНЕЛЬНО-ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

Нагревательные приборы должны иметь высокий коэффициент теплоотдачи, быть компактными и отвечать необходимым санитарно-гигиеническим требованиям.

За единицу площади нагрева принимают эквивалентный квадратный метр (экм) — условная площадь поверхности, отдающая 506,4 Вт теплоты при средней температуре теплоносителя в приборе 82,5 °С и температуре воздуха в помещении 18 °С, при подаче теплоносителя в прибор в количестве 17,4 кг/(м²·ч).

Для отопления производственных и коммунально-бытовых 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.

На практике в системе отопления широко применяются радиаторы. Промышленность выпускает различные чугунные и стальные штампованные радиаторы (рис. 22.11).

Наиболее простыми отопительными приборами являются чугунные ребристые трубы. Наличие ребер на поверхности труб увеличивает теплоотдачу, но снижает санитарно-гигиенические качества прибора, так как между ребрами скапливается пыль, которую трудно удалить. Чугунные ребристые трубы имеют диаметр 175 мм. Длина труб 0,5; 0,75; 1,0; 1,5 и 2 м.

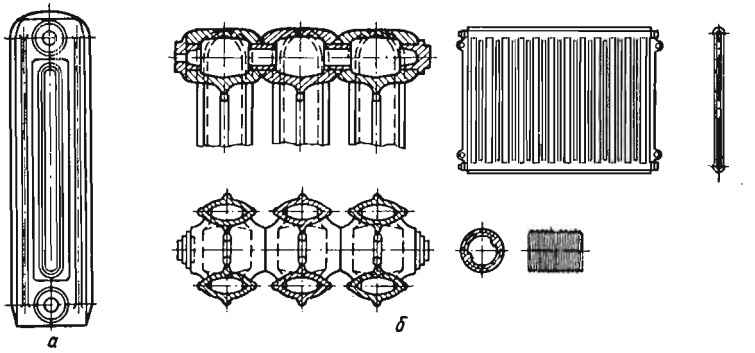


Рис. 22.11. Отопительные радиаторы:
а — чугунные; *б* — стальные штампованные.

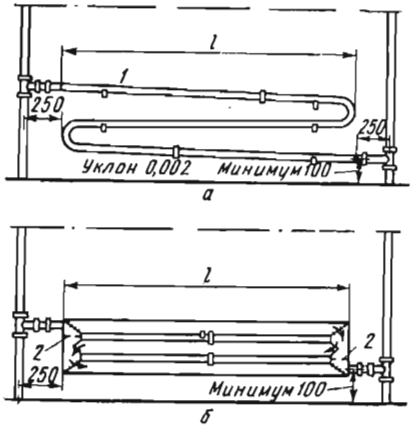


Рис. 22.12. Нагревательные приборы из гладких труб:

а — змеевик; *б* — регистр; *1* — трубы змеевика; *2* — перегородка.

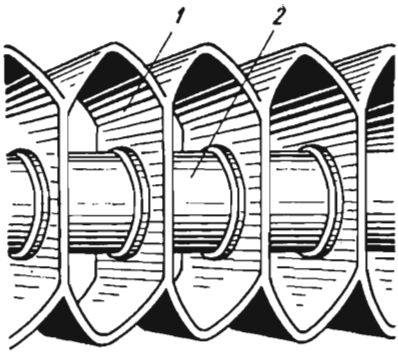


Рис. 22.13. Конвекторы плинтусного типа:

1 — ребристый элемент; *2* — труба.

Нагревательные приборы из гладких труб — змеевики и регистры (рис. 22.12) — применяют в помещениях, в воздухе которых имеется значительное количество пыли.

В системе отопления коммунально-бытовых зданий в последнее время применяют конвекторы, которые состоят из стальной или чугунной трубы диаметром 15...20 мм с оребрением из стальной ленты толщиной 0,5 мм. Широко распространены конвекторы плинтусного типа (рис. 22.13).

Для отопительных панелей применяют трубы диаметром 15...20 мм. Расстояние между трубами 80...500 мм. В зависимости от места установки они бывают низкими (до 1 м) и высокими.

Иногда нагревательные приборы совмещают со строительными конструкциями. В этом случае змеевик или регистр из труб диаметром 15 или 20 мм заделывают в плоскую бетонную плиту. Бетонные нагревательные приборы обладают высокими санитарно-гигиеническими и эстетическими показателями. Их недостатком является трудность ремонта.

Схемы присоединения нагревательных приборов к стояку зависят от применяемой системы отопления. Рекомендуемые схемы присоединения приборов приведены на рисунке 22.14.

Поверхность нагрева приборов, экм,

$$A_э = (\Phi_{пр}/q_э)\beta_1, \qquad (22.21)$$

где $\Phi_{пр}$ — тепловая нагрузка системы отопления, равная потерям теплоты помещения, Вт; $q_э$ — тепловой поток прибора, Вт/экм; $\beta_1 = 1{,}0...1{,}1$ — коэффи-

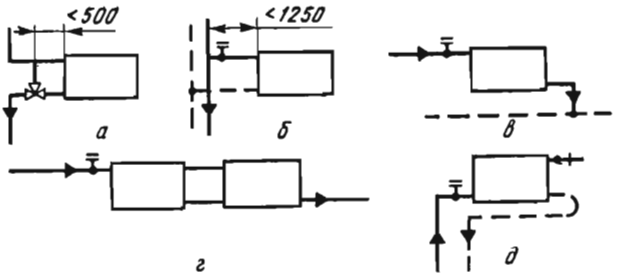


Рис. 22.14. Схемы присоединения нагревательных приборов:
а — в однотрубной системе; *б* — в двухтрубной системе; *в* — разностороннее присоединение при горизонтальной системе; *г* — соединение приборов «на сцепке»; *д* — присоединение приборов верхних этажей в системах с нижней разводкой.

циент, учитывающий охлаждение воды в трубном стояке. Для однотрубных систем и парового отопления $\beta_1 = 1{,}0$.

Тепловой поток прибора находят из выражения

$$q_э = k_э \Delta t, \tag{22.22}$$

где $k_э$ — коэффициент теплопередачи прибора, Вт/(экм·К); Δt — разность температур, °С.

Когда теплоноситель вода, $\Delta t = t_{ср} - t_в$, а когда пар — $\Delta t = t_{нас} - t_в$, где $t_{ср}$ — средняя температура теплоносителя в приборе, °С; $t_{нас}$ — температура насыщенного пара, °С; $t_в$ — температура воздуха помещения, °С.

Значение $t_{ср} = (t_г + t_0)/2$, где $t_г$ — температура воды на входе в нагревательный прибор, °С; t_0 — температура воды на выходе из нагревательного прибора (обратная вода), °С.

Расчетная поверхность нагрева прибора, экм,

$$A_р = A_э - A_{тр}, \tag{22.23}$$

где $A_{тр}$ — поверхность нагрева открыто расположенных труб, экм.

Значение $A_{тр}$ определяют по формуле

$$A_{тр} = 1{,}78 b_{тр} \pi d_н l, \tag{22.24}$$

а для труб с $d_н \geqslant 38$ мм

$$A_{тр} = 1{,}56 b_{тр} \pi d_н l, \tag{22.25}$$

где $b_{тр}$ — коэффициент, учитывающий расположение труб: для подводок к приборам и сцепок $b_{тр} = 1{,}0$; для трубопроводов, расположенных у пола, $b_{тр} = 0{,}75$; для стояков $b_{гр} = 0{,}5$; для трубопроводов, проложенных у потолка, $b_{тр} = 0{,}25$; l — длина трубы.

Число секций в радиаторе

$$n = (A_р \beta_2 - z)/f_н \beta_3, \tag{22.26}$$

где $f_э$ — поверхность нагрева одной секции, экм; β_2 — коэффициент, учитывающий способ установки прибора. При открытой установке радиатора в нише $\beta_2 = 1{,}1$, при установке за декоративной решеткой $\beta_2 = 1{,}2$; β_3 — коэффициент, учитывающий число секций в радиаторе; z — допустимое уменьшение поверхности нагрева против расчетной.

Значение β_3 определяют по формуле

$$\beta_3 = 0{,}92 + \frac{0{,}16}{A_р}. \qquad (22.27)$$

Уменьшение поверхности нагрева против расчетной допускается не более 5%.

Для других типов нагревательных приборов

$$n = A_р/f_э. \qquad (22.28)$$

22.6. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НАГРЕВА ВОЗДУХА

Общие сведения. В системе воздушного отопления используют калориферы, тепловентиляторы, теплогенераторы и приточно-вытяжные установки.

Калориферы — это приборы, применяемые для нагревания воздуха в приточных системах вентиляции, системах кондиционирования воздуха, воздушного отопления, а также 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 трубам в одном направлении, а в многоходовых — несколько раз меняет направление движения вследствие наличия в коллекторных крышках перегородок.

Гладкотрубные калориферы (рис. 22.15) выполнены из стальных трубок диаметром 20...32 мм. Теплоноситель — вода или пар — проходит по трубкам, а подогреваемый воздух — в просветах между трубками.

Пластинчатые калориферы (рис. 22.16) состоят из трубок *1*, на которые насажены пластинки *2* прямоугольной или круглой формы. Благодаря компактности пластинчатые калориферы получили наибольшее распространение.

При отоплении животноводческих ферм обычно используют калориферы КВС-П и КВП-Б, в которых теплоносителем служит горячая вода, и калориферы КПС-П и КПБ-П, где в качестве теплоносителя — пар. Указанные калориферы пластинчатые, ребристые, многоходовые.

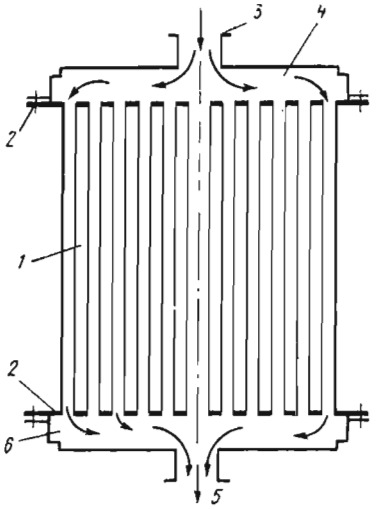


Рис. 22.15. Гладкотрубный калорифер:

1 — нагревательные трубы; *2* — трубные доски; *3* — входной штуцер; *4* — распределительная коробка; *5* — выходной штуцер; *6* — сборная коробка.

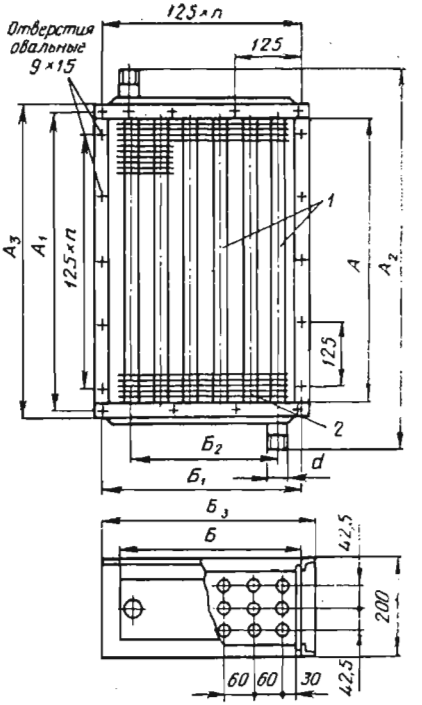


Рис. 22.16. Калорифер одноходовой пластинчатый:

1 — нагревательные трубы; *2* — нагревательные пластины.

Для отопления и вентиляции животноводческих ферм также используют комплексное оборудование — тепловентиляторы, которые содержат радиальный вентилятор и калорифер. При децентрализованной системе теплоснабжения применяют также электрокалориферные установки (типа СФОЦ) и приточно-вытяжные установки ПВУ. Технические характеристики калориферов и тепловентиляторов приведены в [4, 13].

Различают две схемы компоновки калориферов по движению воздуха — параллельную и последовательную (рис. 22.17). В последовательной схеме компоновки скорость движения воздуха выше, чем в параллельной при одном и том же расходе, что приводит к повышению коэффициента теплообмена от стенок труб к воздуху. Однако при этом возрастают аэродинамическое сопротивление и, следовательно, расход электроэнергии на передвижение воздуха.

Если теплоноситель — вода, то обвязка калориферов может производиться как по параллельной, так и по последовательной схеме. Если теплоноситель — пар, применяется только параллельная схема компоновки. Движение теплоносителя через ка-

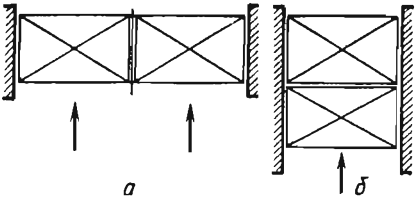


Рис. 22.17. Схема компоновки калорифера:
а — параллельная; *б* — последовательная.

лориферную установку также осуществляется по двум указанным схемам.

Расчет и подбор калориферов. При выборе калорифера предварительно определяют для данного объекта суммарные производительность и поверхность нагрева калориферной установки.

Тепловую мощность калорифера, т. е. тепловой поток, необходимый для нагрева воздуха, определяют по формуле

$$\Phi_к = 0{,}278 c_р \rho L (t_к - t_н), \qquad (22.29)$$

где 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт; $c_р = 1$ кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость воздуха; $\rho = 1{,}2$ кг/м³ — плотность воздуха при температуре $t_к$; L — объемный расход нагреваемого воздуха, м³/ч; $t_к$ — температура воздуха на выходе из калорифера, °С; $t_н$ — температура воздуха на входе в калорифер, °С.

Расчетную площадь живого сечения калорифера для прохода воздуха определяют следующим образом:

$$f = \rho L / (3600 v\rho), \qquad (22.30)$$

где $v\rho$ — массовая скорость воздуха, кг/(м²·с). Под массовой скоростью понимают массу воздуха в кг, проходящего за 1 с через живое сечение в 1 м². Для водяных калориферов значение массовой скорости принимают 7...10 кг/(м²·с); для паровых — 3...7 кг/(м²·с).

По таблицам конструктивных характеристик калориферов подбирают модель, номер и число калориферов.

По действительному живому сечению устанавливаемых калориферов, пользуясь формулой (22.30), находят действительную массовую скорость воздуха в калорифере.

Скорость горячей воды в трубах калорифера

$$v_{г.в} = \frac{\Phi_к}{c_в \rho_в (t_г - t_в) f_{тр}}, \qquad (22.31)$$

где $c_в = 4{,}19$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; $\rho_в = 1000$ кг/м³ — плотность воды; $t_г$ и $t_в$ — температура воды горячей и обратной (на входе в калорифер и выходе из него), °С; $f_{тр}$ — площадь живого сечения трубок по теплоносителю, м².

Рекомендуемая скорость воды в трубах калорифера $v_в = 0{,}2 \ldots 0{,}5$ м/с.

Требуемую площадь поверхности теплообмена калорифера определяют следующим образом:

$$A_к = \Phi_к / [k (t_{ср} - t'_{ср})], \qquad (22.32)$$

где k — коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·К); $t_{ср}$ — средняя температура теплоносителя, °С; $t'_{ср}$ — средняя температура нагреваемого воздуха, °С. Расчетные формулы для определения k приведены в [4,13].

Запас по поверхности $A_к$ не должен превышать 10%, когда теплоноситель пар, и 20%, когда теплоноситель — горячая вода. Если это условие не удовлетворено, необходимо изменить типоразмер калорифера и повторить расчет.

Аэродинамическое сопротивление калорифера

$$\Delta p_к = A(v\rho)^{1,65}, \qquad (22.33)$$

где A — коэффициент, зависящий от конструкции калорифера: для калориферов КВС-П $A=2,16$; для КВБ-П $A=2,75$; для КПС-П $A=6,02$; для КПБ-П $A=8,15$.

Аэродинамическое сопротивление калориферов определяют с запасом 10%.

22.7. ГОРЯЧЕЕ ВОДОСНАБЖЕНИЕ

Общие сведения. Горячая вода расходуется на коммунально-бытовые и производственные нужды. К коммунально-бытовым потребителям воды относят жилые дома и общежития, гостиницы и пансионаты, больницы, дома отдыха, детские сады и ясли, предприятия общественного питания и бытового обслуживания (бани, прачечные). К производственным потребителям относят прежде всего 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 по источнику и способу раздачи горячей воды делятся:

на централизованные с внешним источником теплоты, т. е. с получением теплоты от сетей теплофикационных систем;

на централизованные с внутренним источником теплоты, т. е. с получением теплоты от собственной местной котельной;

на децентрализованные с приготовлением горячей воды во внутренних генераторах теплоты (газовые и электронагреватели и др.).

Горячее водоснабжение коммунально-бытовых потребителей. Используют три принципиальные схемы присоединения подогревателей для нужд горячего водоснабжения — параллельную (рис. 22.18, *а*), двухступенчатую последовательную (рис. 22.18, *б*) и двухступенчатую смешанную (рис. 22.18, *в*). Наибольшее распространение получила параллельная схема подключения теплообменников к тепловой сети.

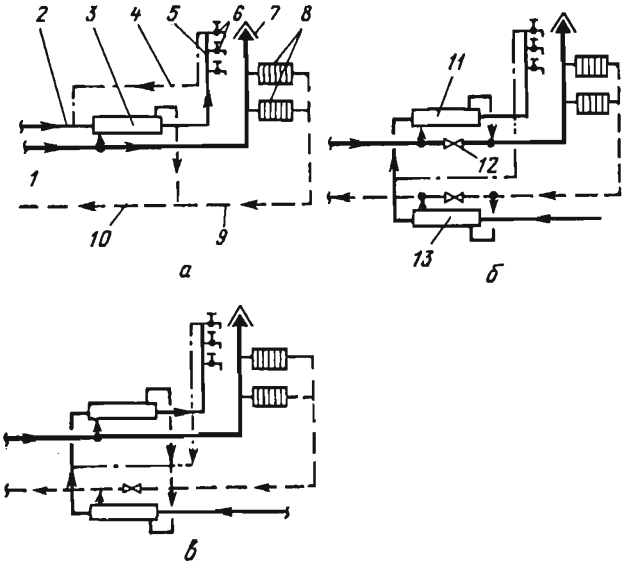


Рис. 22.18. Принципиальные схемы подключения подогревателей к тепловой сети:

а — параллельная; *б* — двухступенчатая последовательная; *в* — двухступенчатая смешанная; *1* — подающий трубопровод тепловой сети; *2* — трубопровод холодной водопроводной воды; *3* — подогреватель холодной воды; *4* — циркуляционный трубопровод системы горячего водоснабжения; *5* — подающий трубопровод системы горячего водоснабжения; *6* — водозаборные краны; *7* — устройство для удаления воздуха; *8* — нагревательные приборы системы отопления; *9* — обратный трубопровод системы отопления; *10* — то же тепловой сети; *11* — подогреватель второй ступени нагревателя воды для нужд горячего водоснабжения; *12* — задвижки; *13* — подогреватель первой ступени нагревания холодной воды.

Для индивидуальных квартир горячее водоснабжение совмещают с системой отопления. Воду для горячего водоснабжения подогревают в водяном 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 типа.

В первом случае теплообменник устанавливают выше водоразборных точек, чаще всего под потолком помещения (рис. 22.19, *а*). Емкостный теплообменник *3* заполняют через подпиточный бачок *1* водой из колодца при помощи насоса. В схеме с емкостным теплообменником закрытого типа (рис. 22.19, *б*) теплообменник расположен ниже водоразборных точек. Теплообменник постоянно заполнен водой и находится под давлением водопроводной воды.

Температура горячей воды в точках водоразбора должна быть не ниже 55...60 °С, а после подогревателя не должна пре-

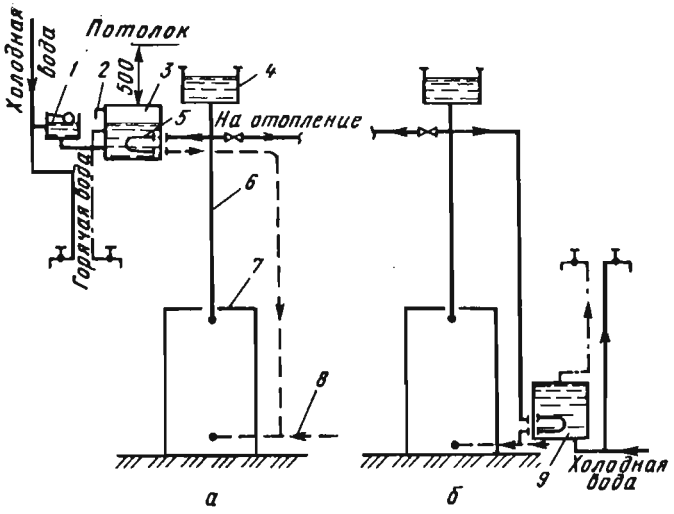


Рис. 22.19. Схемы подключения горячего водоснабжения к источнику теплоты квартирной системы отопления:

а — с теплообменником открытого типа; *б* — с теплообменником закрытого типа; *1* — подпиточный бачок; *2* — переливная труба; *3* — теплообменник открытого типа; *4* — расширительный бак; *5* — змеевик; *6* — главный стояк; *7* — котел; *8* — обратный трубопровод системы отопления; *9* — теплообменник закрытого типа.

вышать 75 °С. Нормы расхода горячей воды с температурой 65 °С и расход теплоты на горячее водоснабжение приведены в таблице 10.

Усредненное значение расхода теплоты на горячее водоснабжение:

в водозаборных кранах

$$Q_{\text{г}}^{\text{ср}} = \frac{0{,}278\, mW c_{\text{в}} (65 - t_{\text{х.з}})}{\tau_{\text{зар}}}, \qquad (22.34)$$

где m — количество водоразборных точек; W — норма расхода горячей воды

10. Нормы расхода теплоты и потребления горячей воды

Потребитель	Единица измерения	Норма	
		потребления горячей воды, л	расхода теплоты, МДж
Жилые здания квартирного типа	1 чел/сут	80...130	20...33
Общежития	То же	40...60	10...15
Клубы, дома культуры	1 душевая в 1 ч	160...180	40...45
Больницы	1 койка в сутки	150...180	38...45
Поликлиники	1 посетитель	5	1,3
Детские ясли-сады	1 ребенок в сутки	25...30	7,5

11. Нормы потребления горячей воды в производственных зданиях при $t_г$=55 °С [4]

Потребитель (или процессы)	Расход воды, л/сут
Обслуживающий персонал, на 1 чел.	11
Коровы молочные, на 1 гол.	15
Телята, на 1 гол.	2
Свиноматки подсосные, на 1 гол.	5
Поросята-отъемыши, на 1 гол.	0,5
Ремонтный молодняк и свиньи на откорме, на 1 гол.	0,5

на 1 потребителя, л/сут; $c_в$ — удельная теплоемкость воды, $c_в$=4,19 кДж/(кг·К); $t_{х.з}$ — температура холодной (водопроводной) воды в зимний период, °С; $\tau_{зар}$ — количество часов зарядки баков-аккумуляторов системы горячего водоснабжения в сутки;

в душевых

$$Q_г^{ср} = \frac{0{,}278\, W c_в (65 - t_{х.з})\, \tau_д}{\tau_{зар}}, \qquad (22.35)$$

где $\tau_д$ — количество часов работы душевой в сутки, ч.

В формулах (22.24 и 22.25) нормы расхода горячей воды W приведены для температуры горячей воды: $t_р$=65 °С. Если температура подаваемой к потребителю воды отличается от 65 °С, то норму расхода воды находят по формуле

$$W_t = W \frac{t_г - t_х}{65 - t_х}, \qquad (22.36)$$

где $t_г$ — температура горячей воды, °С; $t_х$ — температура холодной воды, °С.

Горячее водоснабжение животноводческих и птицеводческих предприятий. В животноводческих предприятиях теплую воду потребляют на технологические нужды: подмывание вымени перед доением коров, мытье молочной посуды, промывка доильной аппаратуры, молокопроводов и другого оборудования. В холодный период года на фермах КРС подогретая вода подается к автопоилкам, используется для уборки помещения и в душевых.

На птицефабриках горячая вода нужна для обработки тушек бройлеров, для работы яйцемоющих машин, а также санитарной обработки помещений (табл. 11).

Норма расхода воды на промывку оборудования в доильно-молочном блоке равна 150 л/ч, на мытье и дезинфекцию машин — 80 л на 1 машину.

Часовой расход теплоты на санитарно-гигиенические нужды

$$Q_г^{ср} = \frac{0{,}278\, W c_в (t_г - t_{х.з})}{24}. \qquad (22.37)$$

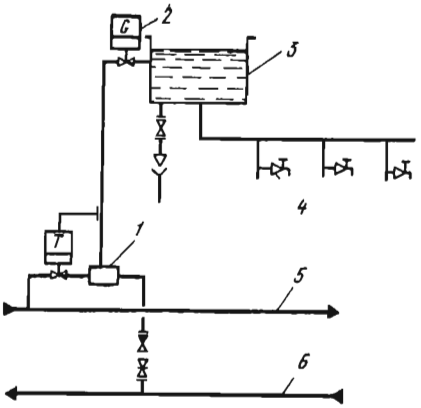


Рис. 22.20. Тупиковая схема системы горячего водоснабжения:

1 — смеситель; *2* — регулятор расхода; *3* — бак-аккумулятор; *4* — водоразборные краны; *5* — подающий трубопровод; *6* — обратный трубопровод.

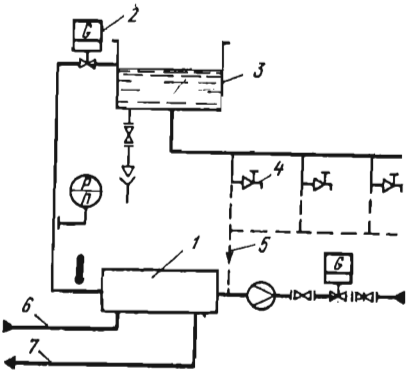


Рис. 22.21. Схема системы горячего водоснабжения с естественной циркуляцией:

1 — теплообменник; *2, 3, 4* — см. рисунок 22.20; *5* — циркуляционный трубопровод; *6* — подающий трубопровод; *7* — обратный трубопровод.

На животноводческих фермах широко применяют тупиковую схему с верхней разводкой трубопроводов и баком-аккумулятором (рис. 22.20). Рекомендуется устанавливать баки-аккумуляторы с большим запасом воды для обеспечения сохранности температуры воды на длительное время. Более совершенна система с циркуляцией воды, что уменьшает степень охлаждения воды в трубопроводах. Схема с естественной циркуляцией воды приведена на рисунке 22.21. Радиус действия такой системы не превышает 20 м.

22.8. КОНДИЦИОНИРОВАНИЕ ВОЗДУХА

Общие сведения. Кондиционирование воздуха — это процесс автоматического поддержания в помещениях определенного, заранее заданного режима и состояния внутреннего воздуха не зависимо от внешних и внутренних факторов.

Установки для кондиционирования воздуха должны обеспечить: нагрев или охлаждение воздуха до требуемой температуры; увлажнение или осушение и очистку воздуха от пыли. При наличии специальных требований установки кондиционирования, кроме того, должны обеспечить: очистку воздуха от запахов; ионизацию; уменьшение шума.

Кондиционирование предназначено для одновременного регулирования всех или, по меньшей мере, основных факторов — температуры, влажности и скорости движения воздуха. Кондиционирование

ционирование — высшая степень современных, наиболее передовых технических достижений в области вентиляции и отопления.

Устройство, в котором осуществляется тепловлажностная обработка воздуха и его очистка, называют *установкой кондиционирования воздуха (УКВ)*, или *кондиционером*.

Комплексные технические средства, осуществляющие требуемую обработку воздуха, транспортирование и распределение его в обслуживаемых помещениях, а также средства автоматического регулирования, контроля и управления составляют *систему кондиционирования воздуха (СКВ)*.

По назначению кондиционирование воздуха подразделяется: на комфортное, применяемое в жилых, общественных и административных зданиях; технологическое — в производственных помещениях для обеспечения требуемых условий протекания технологических процессов; комфортно-технологическое — в производственных помещениях, в которых условия технологических процессов мало отличаются от комфортных.

По расположению основных элементов системы кондиционирования подразделяют на местные, расположенные в отдельных помещениях, и центральные, в которых воздух обрабатывается в одном центральном кондиционере, от которого распределяется по помещениям. Центральные кондиционеры имеют разнообразные схемы тепловлажностной обработки воздуха. Они могут быть прямоточными или с рециркуляцией. В прямоточных кондиционерах обрабатывается только наружный воздух, в кондиционерах с рециркуляцией — наружный воздух с некоторым количеством подмешиваемого внутреннего воздуха, забираемого из помещения.

По сезонности обеспечения требуемых параметров воздуха в помещении системы подразделяют на круглогодичные и сезонные (используемые чаще всего в теплый период года).

На птицефабриках возможны следующие системы кондиционирования воздуха:

с использованием промышленных кондиционеров;

с охлаждением и увлажнением воздуха, поступающего в помещение через увлажнительные кассеты;

с использованием форсунок, вмонтированных в воздуховоды приточного воздуха.

Адиабатный процесс увлажнения воздуха. Основные процессы кондиционирования воздуха рассмотрены в главе 4.

Среди задач кондиционирования особое значение имеют процессы, связанные с испарением воды в воздухе и с теплообменом между этими двумя средами. Если при увлажнении процесс протекает при постоянной энтальпии, т. е. при $H = \text{const}$, то он называется *адиабатным*. В практических расчетах принимают

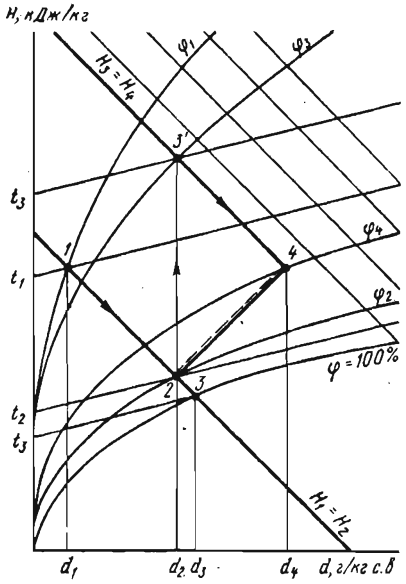


Рис. 22.22. Адиабатный процесс увлажнения воздуха на *Hd*-диаграмме.

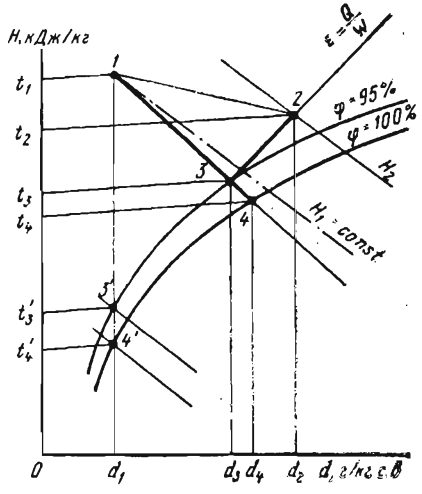


Рис. 22.23. Процесс охлаждения воздуха на *Hd*-диаграмме.

$\varphi = 92 \ldots 95\%$ как предельную влажность воздуха, которую можно получить в камере орошения.

Пусть точка *1* характеризует на *Hd*-диаграмме состояние наружного воздуха и точка *4* — состояние воздуха в рабочей зоне (рис. 22.22). Произведя адиабатное увлажнение приточного воздуха до $\varphi = 95\%$, получим на диаграмме точку *2*.

Для получения требуемых параметров воздуха в рабочей зоне он должен пройти по прямой *2—4*. Разложим процесс *2—4* на две составляющие: линия *2—3'* будет характеризовать процесс поглощения теплоты в помещении, а *3'—4* — дополнительное адиабатное увлажнение, называемое доувлажнением. Доувлажнение воздуха производится увлажнителями и приборами, распыляющими воду в помещение под действием воздуха.

Расход приточного воздуха зависит от разности энтальпий H_3' и H_2, т. е.

$$M_{пр} = Q/(H'_3 - H_2). \qquad (22.38)$$

Испарительное охлаждение воздуха. Животноводческие и птицеводческие 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. В условиях юга европейской части СССР, а также в Среднеазиатских республиках в помещении, где содержатся животные или птица, температура может превышать 35 °С. Повышение температуры по отношению к нормированному значению приводит к существенному снижению продуктивности животных и птицы. Эффективным средством снижения температуры воздуха в помещении является испарительное охлаждение воздуха.

Испарительное охлаждение воздуха подразделяют на централизованное и децентрализованное. В централизованных системах тепловлажностная обработка воздуха, подаваемого в помещение, проводится в типовых оросительных камерах кондиционеров, установленных отдельно от фермы. При децентрализованной схеме для обработки воздуха используют кассеты с орошаемым гигроскопическим заполнителем. Кассеты устанавливают в продольных стенах или на крыше. Если кассета находится вне стены, ее соединяют с помещением патрубками. Эффект охлаждения может быть достигнут лишь при условии, что температура воды будет значительно ниже температуры воздуха. Используется для охлаждения или артезианская вода с $t=5\ldots12$ °С, или искусственно охлажденная в холодильной установке вода.

Пусть точка *1* характеризует состояние наружного воздуха, а точка *2* — воздуха в рабочей зоне помещения с тепло- и влагоизбытками в количестве Q и W (рис. 22.23). Угловой коэффициент процесса $\varepsilon=Q/W$. Проведем из точки *2* линию, параллельную лучу процесса, с угловым коэффициентом ε до встречи с кривой относительной влажности $\varphi=95\%$ в точке *3*, в которой практически заканчивается увлажнение воздуха в камере. Прямая *1—3* характеризует процесс изменения состояния наружного воздуха в камере орошения. Точка *4* на диаграмме определяет состояние воздуха при относительной влажности $\varphi=100\%$.

$$E=\frac{1-3}{1-4}=\frac{t_1-t_3}{t_1-t_4}=\frac{H_1-H_3}{H_1-H_4}=\frac{d_1-d_3}{d_1-d_4}. \qquad (22.39)$$

Значение E колеблется в пределах 0,7 ... 0,9.

Схема кондиционера. Автоматическое регулирование СКВ. На рисунке 22.24 приведена схема прямоточной системы кондиционирования без рециркуляции.

Наружный воздух подогревается в калорифере первой ступени *1*. В летний период через обводной канал воздух проходит мимо калорифера. В современных калориферах с помощью сдвоенного клапана можно изменять соотношение количества воздуха, проходящего через калорифер и по обводному каналу, в соответствии с изменяющимися климатическими условиями.

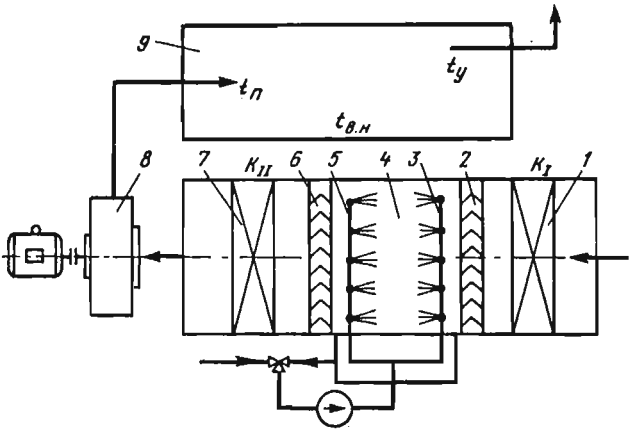


Рис. 22.24. Принципиальная схема прямоточной системы кондиционирования воздуха с адиабатным увлажнением и осушением:

1 — калорифер первой ступени; *2* — сепаратор; *3* — нагнетательный трубопровод системы увлажнения; *4* — камера орошения; *5* — нагнетательный трубопровод системы осушения; *6* — сепаратор; *7* — калорифер второй ступени подогрева; *8* — центробежный вентилятор; *9* — кондиционируемое помещение.

Подогретый воздух через сепаратор *2* поступает в камеру орошения *4*. Сепаратор *2* отделяет капли воды, оказавшиеся во влажном воздухе, и выравнивает поток воздуха.

Зимой, когда требуется увлажнение подогретого воздуха, в камере орошения работает система увлажнения *3*. Мелкодисперсный распыл 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 распыла, 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*. Приготовленный таким образом воздух поступает в вентилятор *8* и нагнетается в помещение.

Установки кондиционирования воздуха оснащают устройствами автоматического регулирования параметров воздуха внутри помещения: температуры, влажности, давления и расхода воздуха.

Выбор технологической схемы автоматического регулирования систем кондиционирования воздуха по виду используемой

энергии (электрической, пневматической, гидравлической) и по характеру действия (позиционное, пропорциональное, изодромное) определяется назначением систем и экономической целесообразностью.

Приборы автоматического регулирования состоят из двух основных элементов — исполнительного механизма и датчика, воспринимающего изменения регулируемого параметра воздуха и преобразующего его в импульсы, поступающие к исполнительному механизму, действующему в соответствии с полученным импульсом на регулируемый параметр.

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.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют микроклиматом помещения и какими факторами определяется его значение? Выполните анализ основных параметров микроклимата. 2. Как определяют основные потери теплоты из помещений? Проанализируйте величины, входящие в уравнение (22.1), и изложите, как их определяют. Укажите особенности нахождения потерь теплоты через пол. 3. Что такое требуемое сопротивление теплопередаче ограждающих конструкций? 4. Проанализируйте величины, входящие в формулу для определения экономически целесообразного термического сопротивления теплоизоляционного слоя. Как находят значение толщины утеплителя или конструктивного слоя, а также значение экономически целесообразного сопротивления теплопередаче (с учетом приведенных затрат)? 5. Что учитывают добавочные потери теплоты и как их определяют? 6. Как определяют тепловыделения от производственного оборудования и технологических процессов? Чему равняются тепловыделения человека? 7. Дайте краткую характеристику систем обогрева сельскохозяйственных зданий. Приведите классификацию систем водяного отопления. 8. Рассмотрите схемы водяного отопления и выполните их сравнительный анализ. 9. Как обеспечивается присоединение систем отопления к тепловым сетям ТЭЦ? Рассмотрите схему теплового пункта с элеватором и объясните его работу. 10. Как классифицируются системы парового отопления? Изобразите и проанализируйте замкнутую и разомкнутую системы парового отопления. 11. Как классифицируют системы воздушного отопления? Изобразите и проанализируйте схемы машинных систем вентиляции (прямоточной, с частичной и полной рециркуляцией воздуха). Рассмотрите схемы центральных систем воздушного отопления. 12. В чем особенности (преимущества и недостатки) панельно-лучистого и печного отопления? 13. Как определяют эквивалентный квадратный метр площади нагревательного прибора? 14. Как классифицируют нагревательные приборы? Укажите на их отличительные особенности. 15. Как рассчитывают поверхность нагрева приборов и число секций в радиаторе? 16. Какое оборудование используют для нагрева воздуха? Укажите на типы применяемых калориферов и на схемы их компоновок. 17. Как производится расчет и подбор калориферов? Что такое массовая скорость? 18. Как классифицируют системы горячего водоснабжения? Изобразите и проанализируйте схемы горячего водоснабжения коммунально-бытовых по-

требителей, в том числе для индивидуальных квартир. 19. Как определяют расход теплоты на горячее водоснабжение? 20. Для каких целей используют теплую воду на животноводческих и птицеводческих предприятиях? Каковы нормы расхода горячей воды? Изобразите и проанализируйте схемы горячего водоснабжения, применяемые в животноводстве. 21. Что называют кондиционированием воздуха, установкой и системой кондиционирования воздуха? Как классифицируют системы кондиционирования? 22. Рассмотрите основные процессы кондиционирования воздуха, используя материал, изложенный в главе 4. Изобразите на диаграмме и проанализируйте процесс адиабатного увлажнения воздуха. 23. Как обеспечивают испарительное охлаждение воздуха в животноводческом (птицеводческом) помещении? Рассмотрите на *Hd*-диаграмме процесс децентрализованного способа обработки воздуха и дайте определение эквивалентности теплообмена в процессе испарения. 24. Рассмотрите схему прямоточного кондиционера и изложите его работу в летнее и зимнее время года. Как производится регулирование работы установки кондиционирования воздуха?

Глава 23. ВЕНТИЛЯЦИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ И КОММУНАЛЬНО-БЫТОВЫХ ЗДАНИЙ

23.1. 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 прочее. Теплота от источников поступает в помещение конвенкцией 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.*

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 *теплонедостатками*. 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 сельскохозяйственно-

го назначения — это 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.

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 организм животного, обеспечить условия для высокой его продуктивности.

Для поддержания в помещениях оптимальных 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 плотности 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 мало регулируема. 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.

23.2. ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ

Вентиляция жилых и общественных зданий. При естественной вентиляции приточный воздух поступает через форточки и фрамуги. Загрязненный воздух удаляется через решетки, расположенные под потолком, а затем по каналам направляется в вытяжную шахту (рис. 23.1). Такую же систему вентиляции применяют в административно-конторских зданиях объемом до 1500 м^3.

Более совершенна вентиляция с механическим побуждением (рис. 23.2). Наружный воздух через заборную решетку, *1*, приточную шахту *2* и клапан *3* направляется в фильтры *4*, где очищается от механических примесей. Затем воздух поступает в калорифер *5*, где нагревается до заданной температуры, и вентилятором *6* нагнетается в помещение через воздуховоды *7* и *8* и решетки *9*. Загрязненный воздух через решетки *13* и воздуховод *12* забирается вентилятором *10* и через вытяжную шахту *11* удаляется в атмосферу. Принудительная вентиляция дороже естественной, но она обеспечивает более интенсивный воздухообмен в помещениях.

Вентиляция животноводческих и птицеводческих помещений. Простейшей системой естественной вентиляции в животноводческом помещении является шахтная вентиляция (рис. 23.3). Такая система вентиляции может обеспечить гигиеничное состояние воздуха в помещении в зимнее время при температуре наружного воздуха до —10 °С.

В случае использования механических систем возможна как приточная, так и вытяжная вентиляция. При этом стремятся, чтобы воздух поступал равномерно в зону размещения животных. Наибольший интерес представляют системы, работающие круглый год или в теплый период.

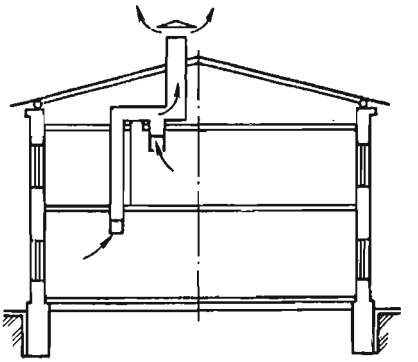


Рис. 23.1. Схема естественной вентиляции зданий.

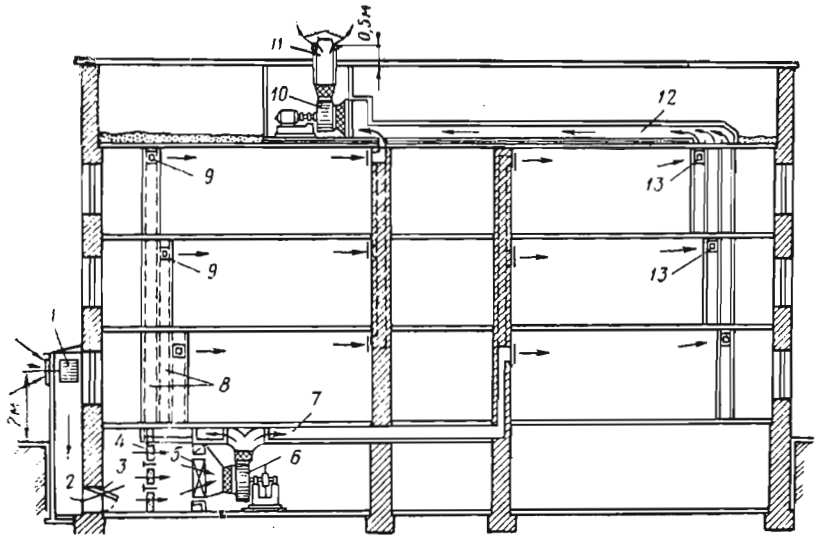


Рис. 23.2. Схема вентиляции с механическим побуждением:

1 — воздухозаборная решетка; *2* — приточная шахта; *3* — утепленный клапан; *4* — фильтры; *5* — калорифер; *6* — центробежный вентилятор; *7*, *8* — магистральные воздуховоды; *9* — приточные решетки; *10* — вытяжной вентилятор; *11* — вытяжная шахта; *12* — вытяжной воздуховод; *13* — вытяжные решетки.

На рисунке 23.4 приведены схемы летней вентиляции животноводческих помещений. В схемах, показанных на рисунках 23.4, *а*, *г* использована вытяжная система, в схемах на рисунках 23.4, *б*, *в* — приточные системы. Расположение вентиляторов возможно как на крыше (рис. 23.4, *в*, *г*), так и в стенах (рис. 23.4, *а*, *б*).

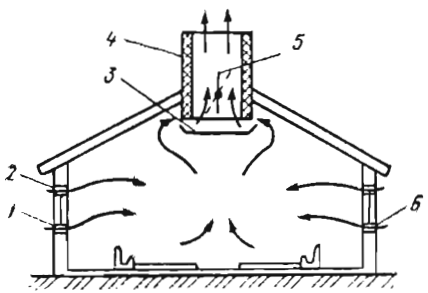


Рис. 23.3. Схема шахтной вентиляции помещения:

1 и *2* — подоконный и надоконный приточные проемы; *3* — поддон; *4* — утепленная шахта; *5* — дроссель-клапан; *6* — регулировочный направляющий клапан.

Схема приточной вентиляции с избыточным давлением и расположением вентиляторов на крыше показана на рисунке 23.5 для теплого (23.5, *а*) и холодного (23.5, *б*) периодов года. Из приведенных рисунков видно, что движение воздуха не охватывает все помещение. При этом возникают вихревые зоны.

В холодный период предусматривают включение отопительно-вентиляционных агре-

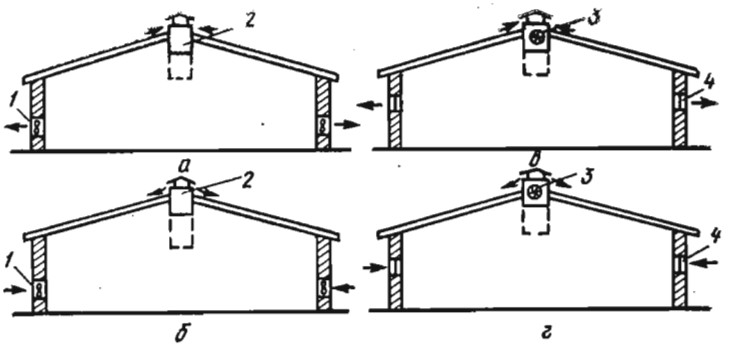


Рис. 23.4. Основные типы летней вентиляции животноводческих помещений:
а — вытяжная с настенными вентиляторами; *б* — приточная с настенными вентиляторами; *в* — приточная с крышными вентиляторами; *г* — вытяжная с крышными вентиляторами; *1* — настенный вентилятор; *2* — шахта; *3* — крышный вентилятор; *4* — оконный проем.

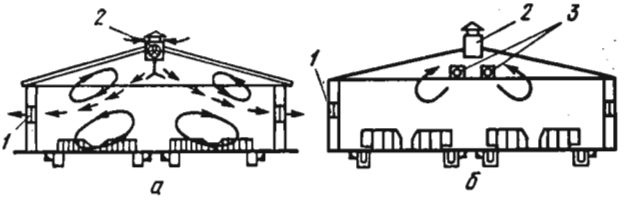


Рис. 23.5. Вентиляция животноводческих помещений по схеме с избыточным давлением с вентиляторами, расположенными на крыше:
а — теплый период года; *б* — холодный период; *1* — оконные проемы; *2* — вытяжные шахты; *3* — приточный воздуховод.

гатов, подачу теплого воздуха через приточные воздуховоды и вытяжку через шахты.

Картина течения воздушных потоков при вытяжной вентиляции с настенными вентиляторами приведена на рисунке 23.6.

СНиП 2.10-03—84 «Животноводческие, птицеводческие, звероводческие здания и помещения» предусматривает механическое удаление воздуха из подпольных навозосборников (не менее 30...50% воздухообмена). Устройство этих систем вентиляции требует больших капитальных вложений и немалых трудозатрат при их эксплуатации (вытяжные устройства навозных каналов быстро загрязняются и выходят из строя). Эффективность этого способа вентиляции невысока.

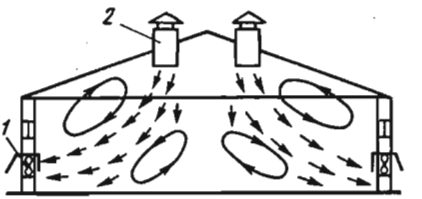


Рис. 23.6. Вытяжная вентиляция с настенными вентиляторами:
1 — настенные вентиляторы; *2* — приточные шахты.

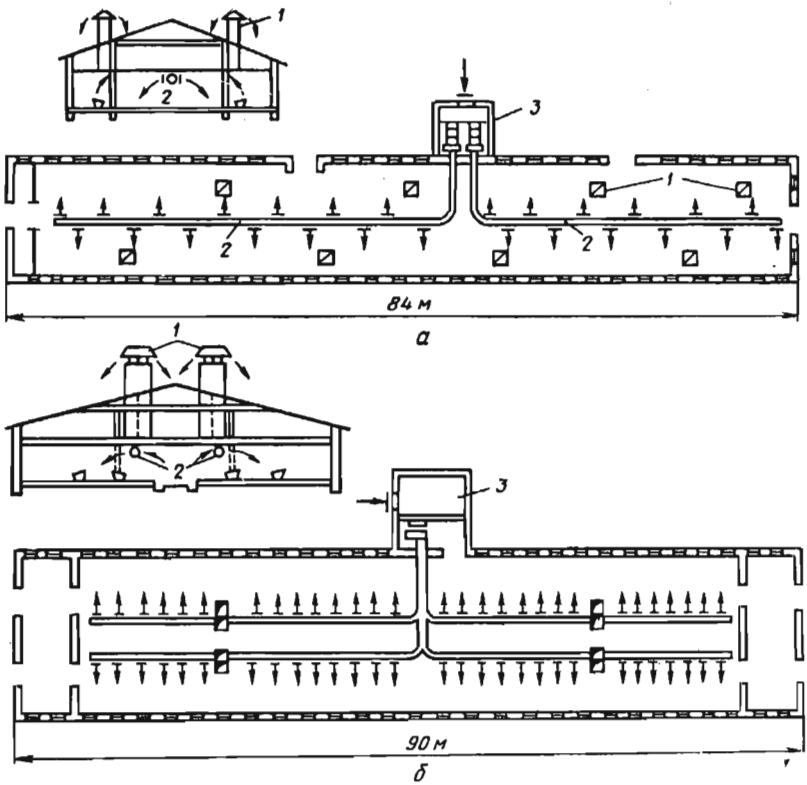


Рис. 23.7. Схема вентиляции коровника при ширине помещения:
а — 12 м; *б* — 18 м; *1* — вытяжные шахты; *2* — приточные воздуховоды; *3* — вентиляционная камера.

Примером приточно-вытяжной системы отопления и вентиляции коровника при двурядном стойловом содержании животных является схема, приведенная на рисунке 23.7. В помещение воздух подает отопительно-вентиляционный агрегат, состоящий из центробежного вентилятора и калорифера. Загрязненный воздух вытягивается через шахты, расположенные в шахматном порядке над стойлами животных. Приточный воздуховод располагают либо по оси здания под потолком (рис. 23.7, *а*), либо в виде двух параллельных воздуховодов равномерной подачи воздуха, расположенных под потолком или в опорных конструкциях перекрытия (рис. 23.7, *б*).

В свинарниках-маточниках применяют схему вентиляции, показанную на рисунке 23.8. Воздух подается по воздуховодам равномерной раздачи из верхней зоны в нижнюю. Загрязненный

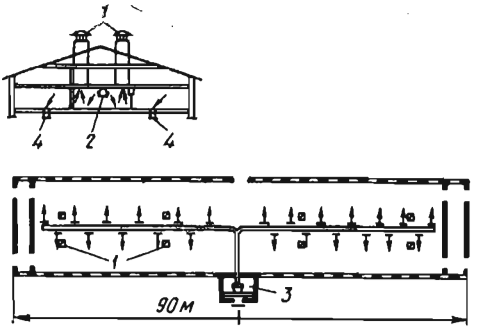


Рис. 23.8. Схема системы вентиляции свинарника-маточника:

1 — вытяжные шахты; *2* — приточные воздуховоды; *3* — вентиляционная камера; *4* — вытяжные каналы.

воздух удаляют вентиляционной системой, расположенной под полом, рядом с навозными каналами, которые покрыты решетчатыми полами.

Система вентиляции птицефабрик и птицеферм должна обеспечить подачу свежего воздуха непосредственно в зону содержания птицы, удаление вредностей, выделяемых в помещении, поддержание требуемых значений температуры, влажности, скорости движения воздуха независимо от периода года и метеорологических условий.

В промышленном птицеводстве в связи с широким внедрением клеточного содержания птицы различных возрастных групп в крупных птицеводческих предприятиях распространены механические и комбинированные системы вентиляции. Чаще всего в птицеводческих помещениях применяют системы воздушного отопления, совмещенные с приточной вентиляцией (СОВ), которая бывает как централизованной, так и автономной. Наиболее применяемые варианты конструктивных решений вентиляционных систем для птицеводческих помещений приведены на рисунке 23.9 [4].

В многоблочных зданиях невозможно обеспечить удаление воздуха через продольные стены. Поэтому в таких постройках используют вентиляцию по схеме сверху вверх. В многоэтажных зданиях вентиляция осуществляется поэтажно. Расчет притока воздуха производится на полную мощность летнего периода. Схема организации воздухообмена в многоэтажных птичниках показана на рисунке 23.10. Представляется целесообразным и экономически оправданным использовать в многоэтажных зданиях промышленные кондиционеры, которые могут обеспечить оптимальные условия содержания птицы. Эти установки могут

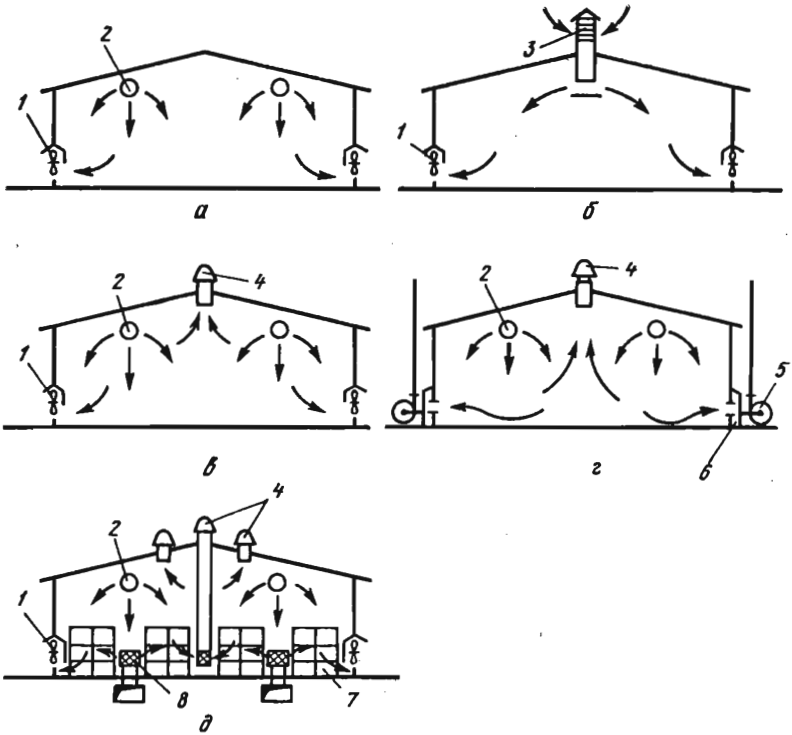


Рис. 23.9. Схемы вентиляции в птицеводческих помещениях:
а, б — «сверху-вниз»; *в, г* — «сверху-вниз и вверх»; *д* — «сверху и снизу-вниз и вверх»; *1* — вытяжной осевой вентилятор; *2* — приточный воздуховод-воздухораспределитель; *3* — приточная шахта; *4* — вентилятор; *5* — вытяжной радиальный вентилятор; *6* — вытяжной сборный наружный канал; *7* — клеточная батарея; *8* — приточная тумба.

быть размещены в техническом этаже или в пристройке к основному зданию.

Вентиляция производственных зданий. Способы вентиляции и количество вентиляционных установок на предприятии зависят от характера технологического процесса, мощности предприятия, а также от экономической обоснованности этих способов.

В промышленных зданиях (ремонтных мастерских и на заводах, предприятиях по переработке сельскохозяйственной продукции, консервных заводах различного профиля, сахарных заводах и т. п.) вентиляционное оборудование размещают в производственных помещениях или снаружи — на стенах (на кронштейнах) или кровле. В любом случае должны быть обеспечены удобное обслуживание вентиляционного оборудования

и защита его от возможной конденсации влаги. Внутри здания вентиляционное оборудование устанавливают в специальных камерах, но иногда и непосредственно в обслуживаемом помещении.

Воздуховоды систем вентиляции должны быть как можно короче. Экономические расчеты показывают, что радиус действия приточных установок зависит от скорости движения воздуха в воздуховодах. Так, при скорости 6...10 м/с рекомендуемый радиус действия установки 30...40 м, при скорости менее 6 м/с — 60...70 м. Радиус действия вытяжных установок 30...40 м, а в крупных цехах он может достигать 100...120 м.

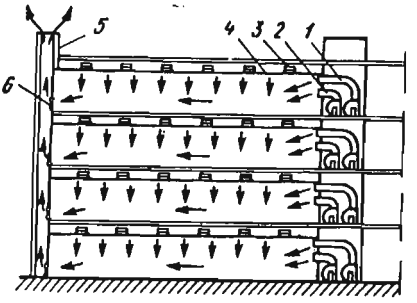


Рис. 23.10. Система вентиляции многоэтажного птичника:

1 и *2* — приточные установки; *3* — окна для забора наружного воздуха; *4* — подвесной перфорированный потолок; *5* — шахта; *6* — вытяжные вентиляторы.

При проектировании и устройстве местной вентиляции к одной вытяжной системе следует присоединять не более 10...12 отсосов. Для удаления местными вытяжными установками влажного воздуха или воздуха, содержащего вредные газы, радиус действия принимается равным 25...30 м, а для установок пневматического транспорта — 80...100 м. По этим данным определяют потребность количества приточных и вытяжных установок.

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) от 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. 23.11, *а*) устанавливают над локальным сосредоточением вредных выделений. Если их темпе-

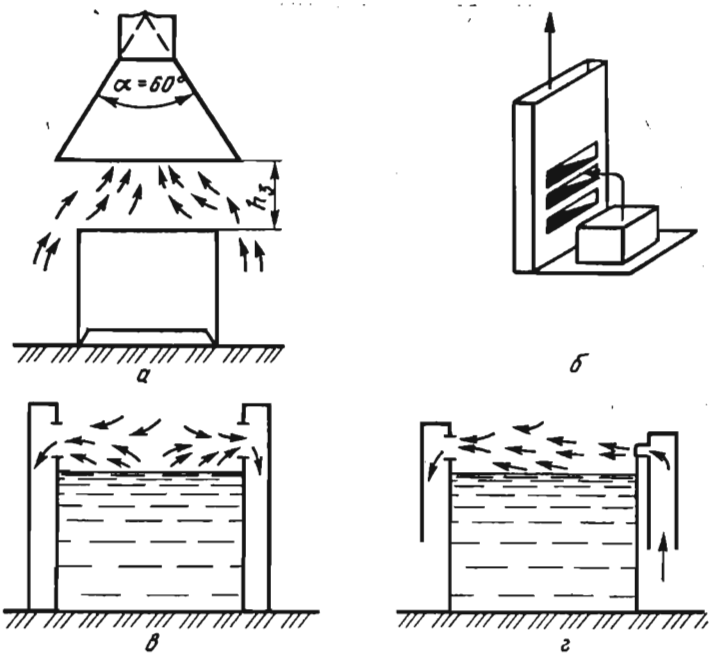


Рис. 23.11. Устройство местной вытяжной вентиляции:
а — вытяжной зонт; *б* — отсасывающая панель; *в* — бортовой отсос, кольцевой; *г* — бортовой отсос с поддувом.

ратура выше окружающей среды, они поднимаются вверх в зонт. В тех случаях, когда зона вредных выделений относительно велика и вытяжные зонты неприменимы, устанавливают отсасывающие панели (рис. 23.11, *б*). Их используют для удаления газов, дыма, а также в местах сварки, пайки. Скорость движения воздуха 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 их в вытяжной воздуховод. Они бывают с кольцевым отсосом (рис. 23.11, *в*) или с активированным поддувом (рис. 23.11, *г*). Бортовые отсосы применяют в тех случаях, когда расстояние от борта до зеркала жидкости составляет 80...150 мм. Скорость движения приточного воздуха на выходе из патрубка поддува должна быть не более 10 м/с.

Вытяжные шкафы — наиболее эффективные устройства. Они почти полностью укрывают источник выделения вредных веществ. Их подразделяют на шкафы с верхним, нижним и комбинированным отсосом (рис. 23.12).

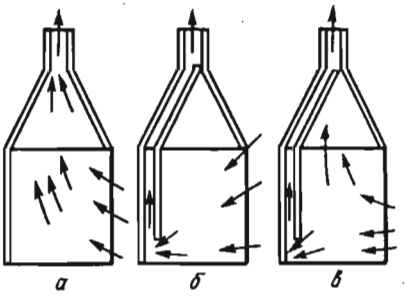


Рис. 23.12. Вытяжные шкафы:
а — с верхним отсосом; *б* — с нижним отсосом; *в* — с комбинированным отсосом воздуха.

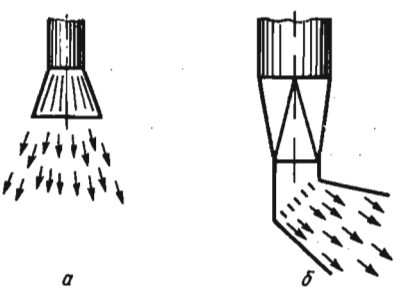


Рис. 23.13. Воздушные души:
а — с вертикальной подачей воздуха на рабочее место; *б* — с наклонной подачей воздуха на рабочее место.

Если имеются значительные избытки теплоты (на рабочего воздействует лучистый поток интенсивностью 350 Вт/м² и более), а использование общеобменной вентиляции невозможно или нецелесообразно, применяют воздушные души (рис. 23.13). Воздушное душирование производится из отдельных установок, независимых от систем общеобменной вентиляции. При этом скорость движения и температура воздуха в рабочей зоне должны быть в допустимых пределах.

В животноводческих помещениях иногда воздушное душирование производится под кормушки с целью уменьшения количества приточного воздуха.

23.3. РАСЧЕТ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

Определение производительности вентиляционных систем. Количество воздуха, подаваемое в помещение или удаляемое из него, определяют по избыткам вредных веществ, подлежащих удалению, а именно — влаги и теплоты. При расчете общеобменной вентиляции должно быть известно количество воздуха, подаваемого или удаляемого местной вентиляцией. Производительность систем общеобменной вентиляции определяют из системы двух уравнений: уравнения баланса вредных выделений и уравнения баланса воздуха в помещении.

Обозначим через n и m соответственно количество приточных и вытяжных систем и отверстий. Уравнение баланса воздуха имеет вид

$$\sum_{i=1}^{n} M_{\text{п}_i} - \sum_{j=1}^{m} M_{\text{у}_j} = 0, \qquad (23.1)$$

где $M_{\text{п}_i}$ — массовая подача приточного воздуха, поступающего через i-ю систему, кг/с; $M_{\text{у}_j}$ — масса удаляемого воздуха через j-ю систему, кг/с.

Уравнение баланса одного из видов вредных веществ (газов и паров) записывается так:

$$M_{вр}+M_{вп}-M_{ву}=0, \tag{23.2}$$

или

$$M_{вр}+\sum_{i=1}^{n}\frac{M_{пi}}{\rho_{пi}}C_{пi}-\sum_{j=1}^{m}\frac{M_{уj}}{\rho_{уj}}C_{уj}=0, \tag{23.3}$$

где $M_{вр}$ — масса вредных веществ, выделяемых в помещении, мг/с; $M_{вп}$ — масса вредных веществ, поступающих с приточным воздухом извне, мг/с; $M_{ву}$ — масса вредных веществ, удаляемых с вытяжным воздухом, мг/с; $C_{пi}$ и $C_{уj}$ — концентрация вредных газов в приточном и удаляемом воздухе, мг/м³; $\rho_{пi}$ и $\rho_{уj}$ — плотность приточного и удаляемого воздуха, кг/м³.

Аналогично предыдущему записывают уравнение баланса влаги

$$W_{вл}+W_{п.вл}-W_{у.вл}=0, \tag{23.4}$$

или

$$W_{вл}+\sum_{i=1}^{n}M_{пi}\frac{d_{пi}}{1000}-\sum_{j=1}^{m}M_{уj}\frac{d_{уj}}{1000}=0, \tag{23.5}$$

где $W_{вл}$ — масса влаги, выделяемой в помещении, кг/с; $W_{п.вл}$ — масса влаги, поступающей в помещение с приточным воздухом, кг/с; $M_{у.вл}$ — масса удаляемой из помещения влаги, кг/с; $d_{пi}$ и $d_{уj}$ — влагосодержание приточного и удаляемого воздуха, г/кг·с. в.

Уравнение баланса полной теплоты в помещении

$$\Phi^{п}_{изб}+\Phi_{п.п}-\Phi_{у.п}=0, \tag{23.6}$$

или

$$\Phi^{п}_{изб}+\sum_{i=1}^{n}M_{пi}H_{пi}-\sum_{j=1}^{m}M_{уj}H_{уj}=0, \tag{23.7}$$

где $\Phi^{п}_{изб}$ — мощность потока избыточной полной теплоты в помещении, Вт; $\Phi_{п.п}$ — мощность потока полной теплоты, вносимой с приточным воздухом, Вт; $\Phi_{у.п}$ — мощность потока полной теплоты, удаляемой из помещения воздухом, Вт; $H_{пi}$ — энтальпия приточного воздуха, кДж/кг·с. в.; $H_{уj}$ — энтальпия удаляемого воздуха, кДж/кг·с. в.

Аналогичный вид имеет уравнение баланса явной теплоты.

Решая уравнение баланса воздуха (23.1) и одно из уравнений баланса вредных веществ, находят производительность общеобменной приточной $M_{пi}$ и вытяжной $M_{уj}$ вентиляции.

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.

В животноводческих и птицеводческих помещениях теплота и влага выделяются одновременно. Поэтому расчет воздухообмена в переходный и теплый периоды определяют из условия одновременного удаления избытков теплоты и влаги. Расчет выполняют при помощи *Hd*-диаграммы влажного воздуха, пользуясь значением углового коэффициента тепловлагообмена (см. главу 24).

Аэродинамический расчет. 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 потребные 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 круглогодовом безвыгульном содержании животных — для теплого периода.

Потерю давления в приточных и вытяжных каналах Δp_c, Па, в вентиляционной сети по магистральному направлению определяют по формуле

$$\Delta p_c = \sum_{i=1}^{n} (R_{тр} l + z)_i, \qquad (23.8)$$

где $R_{тр}$ — 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

$$R_{тр} = \frac{\lambda_{тр}}{4R} \frac{\rho v^2}{2}, \qquad (23.9)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³; v — скорость воздуха, м/с; $\lambda_{тр}$ — коэффициент трения, зависящий от относительной шероховатости стенок воздуховода и от режима течения воздуха; R — гидравлический радиус поперечного сечения воздуховода, равный отношению площади поперечного сечения A к его периметру Π. Для воздуховодов круглого сечения $R = d/4$, где d — диаметр, м.

Для воздуховодов прямоугольного сечения $d_{экв}=\frac{2ab}{a+b}$ (для квадратного сечения $d_{экв}=a$), где a и b — размеры сечения воздуховода; $d_{экв}$ — эквивалентный диаметр сечения.

Для определения коэффициента трения пользуются формулой

$$\lambda_{тр}=0{,}11\left(\frac{68}{Re}+\frac{k}{d}\right)^{0{,}25}, \qquad (23.10)$$

где Re — критерий Рейнольдса; k — высота выступов шероховатости, м.

Потери давления в местных сопротивлениях z, Па, вычисляют по формуле

$$z=\sum\zeta\frac{\rho v^2}{2}, \qquad (23.11)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления. Значения коэффициентов местных сопротивлений приведены в справочниках по гидравлическим сопротивлениям, а также в [4].

Сечения воздуховодов и каналов систем естественной вентиляции должны быть таковы, чтобы выполнялось условие

$$\Delta p_c \leqslant 0{,}9\Delta p_{гр},$$

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.

Методика определения гравитационного давления изложена в параграфе 21.6.

Площадь сечения вытяжных шахт при высоте 4...6 м ориентировочно составляет (на одно животное):

помещения для крупного рогатого скота:

взрослые животные — 0,05...0,07 м²;

молодняк — 0,01...0,02 м²;

свинарники:

свиноматки — 0,03...0,04 м²;

свиньи на откорме — 0,01...0,015 м²;

помещения для овец — 0,01...0,015 м².

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 протяженность отдельных ветвей схемы. При расчете механической системы вентиляции действие на воздухообмен гравитационного давления не учитывается.

Общие потери давления в системе равны:

$$\Delta p_c = 1{,}1 \sum_{l=1}^{n} (Rl + z)_l + \Delta p_{об},$$

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 равномерной по длине раздачи воздуха руководствуются следующими рекомендациями [13].

Исходные данные для расчета — расход воздух L, длина воздуховодов l и температура подаваемого (приточного) воздуха.

Диаметр воздуховодов выбирают из ряда: 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 325, 355, 400, 450, 500, 550, 630, 710, 800, 900 и 1000 мм. Рекомендуемые диаметры отверстий для выпуска воздуха следующие: 25, 32, 40, 50 и 70 мм.

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 равна

$$f = \frac{L}{l v_{о.п}},$$

где $v_{о.п}$ — 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:

$$m = \frac{d}{k d_о} + 1,$$

где $d_о$ — диаметр отверстия, м; k — коэффициент, определяющий расстояние между соседними отверстиями. Значение k колеблется в пределах 5...10.

23.4. ПОДБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ

В системах принудительной вентиляции для перемещения воздуха применяют радиальные вентиляторы (В-Ц4-70, В-Ц4-70А, В-Ц4-75, В-Ц4-46, 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 (ВО-Ф и ВО-МУЗ), входящие в комплект отопительно-вентиля-

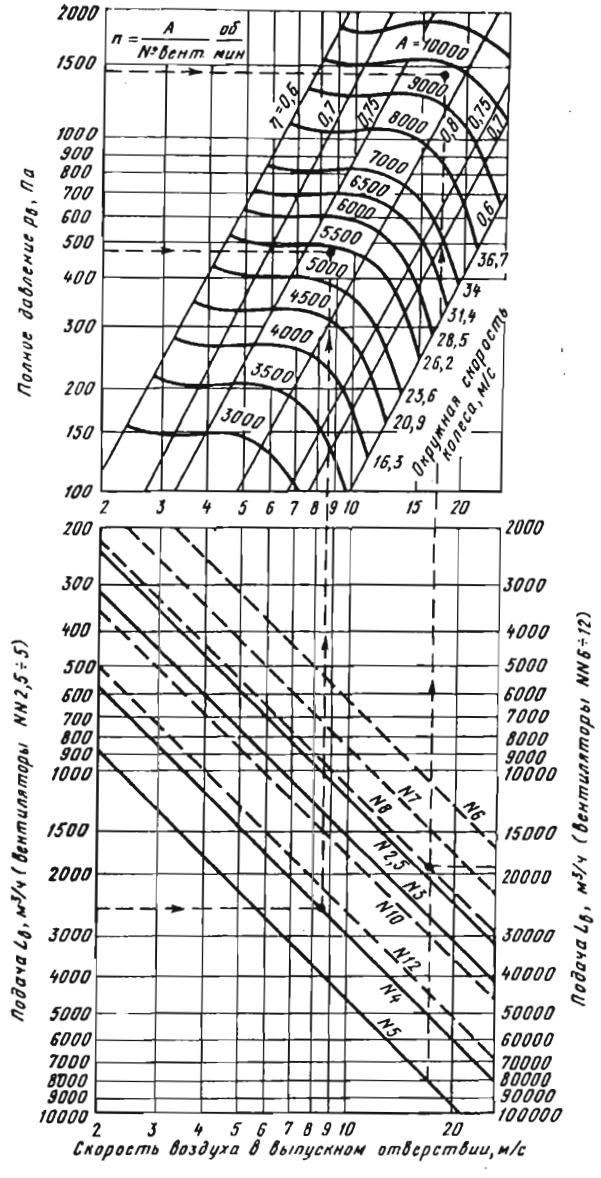


Рис. 23.14. Аэродинамическая характеристика вентилятора.

ционного оборудования «Климат», крышные вентиляторы КЦ3-90 и КЦ4-84, а также крышные вытяжные вентиляторы Ц3-04.

Вентиляторы изготавливают 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 всасывающего отверстия.

Технические характеристики вентиляторных агрегатов приведены в [4, 13], а также в справочниках по отоплению и вентиляции.

Выбор вентиляторов производят по требуемым значениям подачи. По этим данным находят точку на аэродинамической характеристике вентилятора (пример характеристики вентилятора приведен на рисунке 23.14). 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

$$N_{эл} = 0{,}278 \frac{L_в p_в}{\eta_в} K_м 10^{-6},$$

где $L_в$ — расход воздуха, м³/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:

$N_{эл}$, кВт	Менее 0,5	0,5 ... 1	1 ... 2	2,01 ... 5	Более 5
$K_м$	1,5 / 1,2	1,3 / 1,15	1,2 / 1,1	1,15 / 1,05	1,1 / 1,05

Здесь в числителе приведены значения коэффициента для радиальных вентиляторов, а в знаменателе — для осевых.

Контрольные вопросы и задания

1. Перечислите основные вредности, выделяемые в помещении, и дайте им краткую характеристику. Что такое теплопоступления, явная и скрытая теплота, теплоизбытки и теплонедостатки? 2. Что называют вентиляцией и вентиляционной системой? Приведите классификацию вентиляционных систем. 3. Изложите основные сведения о естественной вентиляции и вентиляции с механическим побуждением жилых и общественных зданий и дайте их сравнительную характеристику. 4. Изложите основные способы вентиляции животноводческих помещений. Разберите детально их схемы. 5. Дайте анализ наиболее распространенных способов вентиляции птицеводческих помещений. 6. В чем принцип работы местной вытяжной вентиляции и воздушного душа? Каковы отличительные особенности и область применения вытяжных зонтов, отсасывающих панелей, бортовых отсосов и вытяжных шкафов? 7. Приведите и дайте анализ уравнений баланса вредных выделений и баланса воздуха в помещении. Раскройте связь между уравнениями (23.2), (23.4), (23.6),

с одной стороны, и уравнениями (23.3), (23.5) и (23.7) — с другой. 8. Изложите последовательность аэродинамического расчета естественной вентиляции и вентиляции с механическим побуждением. Как определяют потери на трение и местные потери? Как определяют потребный воздухообмен помещения? 9. Чему равны общие потери давления в механической системе вентиляции? Раскройте физическую сущность и укажите размерность каждой величины, входящей в уравнение (23.13). 10. Укажите типы вентиляторов, применяемых в сельском хозяйстве. Как производят выбор вентилятора и как определяют мощность электродвигателя для привода вентилятора?

Глава 24. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ И ПТИЦЕВОДСТВЕ

24.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

При длительном содержании животных и птицы в помещении в условиях ограниченности движения и их большой концентрации создание оптимального микроклимата приобретает первостепенное значение для сохранности и высокой продуктивности животных и птицы при меньших затратах корма на единицу произведенной продукции. Исследованиями установлено, что продуктивность животных определяется на 20...25% породными качествами, на 40...45% — условиями кормления и на 30...35% — условиями содержания.

На долю обеспечения оптимального микроклимата животноводческих помещений приходится от 50 до 75% годового энергопотребления на технологические нужды фермы.

Теплопотребление систем микроклимата птичников птицефабрики на 600 тыс. кур-несушек составляет 15...17 млн мДж в год.

О значимости процесса создания микроклимата свидетельствует тот факт, что потребность животноводства страны только на обеспечение этого процесса составляет примерно 14...15 млн т условного топлива.

Отраслевые нормы технологического проектирования (ОНТП) регламентируют основные параметры микроклимата: помещений для крупного рогатого скота (ОНТП 1-77), свиноводческих помещений (ОНТП 2-85), помещений для содержания овец (ОНТП 5-85) и птицеводческих помещений (ОНТП 4-85).

В зависимости от расчетных параметров наружного воздуха при проектировании систем вентиляции и отопления различают три периода года: холодный (зимний), переходный и теплый (летний).

Расчетные параметры наружного воздуха должны соответствовать строительным нормам и правилам. При проектировании

воздушной системы отопления и воздушно-тепловых завес животноводческих и птицеводческих зданий, согласно СНиП 2.10.03—84, за расчетные параметры следует принимать: при проектировании систем вентиляции и отопления с механическим побуждением в зданиях для крупного рогатого скота, свиней и птицы в районах со средней температурой наиболее холодной пятидневки ниже —10 °С, по параметрам Б в соответствии со СНиП 2.04.05—86, а в этих зданиях со средней температурой 10 °С и выше и в зданиях для овец — по параметрам А; при проектировании систем естественной вентиляции в зданиях для крупного рогатого скота, свиней и птицы расчетную температуру наружного воздуха следует принимать равной 5 °С, а в зданиях для овец — 2 °С.

Расчетные параметры воздуха в помещениях принимают в соответствии с нормами технологического проектирования.

Систему отопления применяют в тех случаях, когда тепловыделений от животных недостаточно для компенсации теплопотерь через ограждающие конструкции, а также для нагрева приточного и инфильтрующегося воздуха и для испарения влаги со смоченной и открытой водной поверхности. Как правило, применяют воздушное отопление, совмещенное с приточной вентиляцией.

Для обогрева поросят-сосунов и молодняка птицы предусматривают системы локального обогрева (обогрев полов, брудеры и др.).

Если в летний период в помещении требуемый микроклимат не обеспечивается средствами вентиляции без обработки воздуха, допускается применение испарительного охлаждения воздуха, а при экономическом обосновании — системы кондиционирования.

24.2. РАСЧЕТ ВОЗДУХООБМЕНА

Расчет воздухообмена животноводческих и птицеводческих помещений в зимнее время ведут по избытку влаги и вредных газов, а в теплый и переходный периоды — по избыткам теплоты и влаги. Для цыплят первого возраста (от одного до четырех дней) — по газам и теплоизбыткам.

Воздухообмен, м³/ч, необходимый для поддержания допустимой концентрации углекислого газа, определяют по формулам:

для животноводческих помещений

$$L_{CO_2} = \frac{n_ж c_ж}{c_1 - c_2}; \qquad (24.1)$$

для птицеводческих помещений

$$L_{CO_2} = \frac{n_{пт} M_{пт} c_{пт}}{c_1 - c_2}, \qquad (24.2)$$

где $n_ж$ и $n_{пт}$ — количество животных и птицы; $c_ж$ — количество углекислоты, выделяемое одним животным, л/ч; $M_{пт}$ — масса птицы, кг/гол; $c_{пт}$ — количество углекислоты, выделяемое птицей, л/ч на кг массы; c_1 — предельно допустимая концентрация углекислоты в помещении, л/м³; c_2 — концентрация углекислоты в атмосферном воздухе, равная 0,3 л/м³.

Количество вредностей (теплоты, водяных паров и углекислоты), выделяемых животными и птицей, приведено в ОНТП 1-77, ОНТП 2-85, ОНТП 5-85 и ОНТП 4-85.

Воздухообмен, м³/ч, обеспечивающий допустимое содержание в воздухе водяных паров, определяют по формуле

$$L_W = \frac{W}{\rho (d_в - d_н)}, \qquad (24.3)$$

где W — влаговыделения внутри помещения, г/ч; ρ — плотность воздуха, кг/м³ ($\rho = 1{,}2$ кг/м³); $d_в$ и $d_н$ — влагосодержание внутреннего и наружного воздуха, г/кг·с. в. Значения $d_в$ и $d_н$ определяют при помощи *Hd*-диаграммы влажного воздуха по соответствующим значениям температуры и относительной влажности внутреннего и наружного воздуха.

Влаговыделения в животноводческих помещениях находят по формуле

$$W = W_ж + W_{исп}; \qquad (24.4)$$

в птицеводческих помещениях

$$W = W_{пт} + W_{исп} + W_{пом}, \qquad (24.5)$$

где $W_ж$ и $W_{пт}$ — расход водяных паров, выделяемых животными и птицей; $W_{исп}$ — расход влаги, испаряющейся с поверхности, который равен сумме расхода влаги $W^и_{с.п}$, испаряющейся со свободной поверхности, и расхода влаги $W^и_{м.п}$, испаряющейся со смоченной (мокрой) поверхности; $W_{пом}$ — влага, испаряющаяся в птичнике из помета.

К свободной открытой водной поверхности в животноводческих помещениях относят площадь водяной поверхности автопоилок, водяное зеркало навозного лотка, открытую поверхность баков с водой для гидросмыва навоза, поверхность жидких химикатов и пр. Смоченной поверхностью считают поверхность глубокой подстилки; вертикальные стены навозного лотка до водного зеркала; поверхность влажного корма, а при гидросмыве — всю площадь, на которой его применяют. При использовании решетчатого пола вся площадь его считается смоченной.

Количество влаги, испаряющейся с 1 м² свободной открытой водной поверхности, в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха в помещении можно определить по графику на рисунке 24.1.

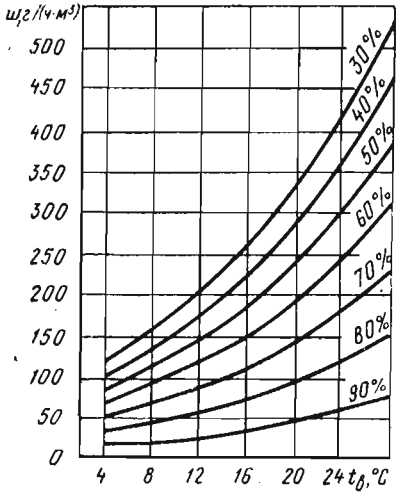


Рис. 24.1. Удельные влаговыделения при испарении со свободной открытой водной поверхности.

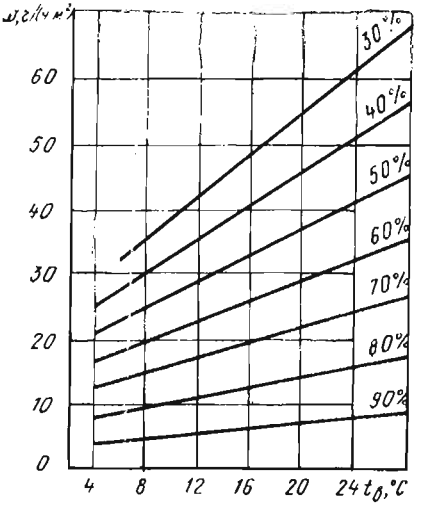


Рис. 24.2. Удельные влаговыделения при испарении с мокрых поверхностей пола и стен.

Влаговыделение со всей поверхности рассчитывают по формуле

$$W^{\text{в}}_{\text{с.п}} = \omega_{\text{с.п}} A_{\text{с.п}}, \tag{24.6}$$

где $\omega_{\text{с.п}}$ — удельное влаговыделение, г/(ч·м²).

Количество влаги, испаряющейся со смоченной поверхности пола и стен, определяют следующим образом:

$$W^{\text{и}}_{\text{м.п}} = \omega_{\text{м.п}} A_{\text{м.п}}, \tag{24.7}$$

где $\omega_{\text{м.п}}$ — удельное влаговыделение, г/(ч·м²); $A_{\text{м.п}}$ — смоченная поверхность, м².

Удельные влаговыделения в зависимости от температуры и относительной влажности воздуха в помещении приведены в виде графиков на рисунке 24.2.

В помещениях для содержания птицы в возрасте до 4 недель влагопоступления со смоченной поверхности следует принимать с коэффициентом 0,7.

Количество влаги, испаряющейся из помета, вычисляют по формуле

$$W_{\text{пом}} = \frac{n_{\text{пт}} M_{\text{пом}} z \varphi_{\text{п}}}{24}, \tag{24.8}$$

где $n_{\text{пт}}$ — количество голов птицы; $M_{\text{пом}}$ — масса помета, выделяемого одной птицей за одни сутки, г; z — усушка помета (для кур и индеек z=0,7; для

уток $z=0,74$); $q_п$ — доля количества помета, поступающего в пометные короба. При клеточном содержании $\varphi_п=1$, при напольном — $\varphi_п=0,6...0,9$.

Из двух рассчитанных расходов воздуха — на удаление избыточной углекислоты или влаги — при расчете воздухообмена в зимнее время принимается наибольший. Если полученная величина окажется меньше нормы регулируемого воздухообмена на 1 ц живой массы животных или птицы в соответствии с ОНТП, то в качестве расчетного воздухообмена следует принимать эту норму.

Для характеристики воздухообмена пользуются понятием *кратности воздухообмена*, которая указывает на число смен воздуха в помещении в течение часа:

$$n=L/V, \tag{24.9}$$

где L — расход вентиляционного воздуха, м³/ч; V — строительный объем помещения, м³.

Для холодного периода года в животноводческих помещениях $n=3...5$, в птичниках $n=10...12$.

В переходный и теплый периоды теплопоступления (тепловыделения) могут превышать теплопотери, и в таких случаях в животноводческих и птицеводческих помещениях имеются избытки теплоты.

Тепловую мощность теплоизбытков определяют из уравнения

$$\Phi_{изб}=\Phi_ж+\Phi_{осв}+\Phi_{с.р}+\Phi_{ж.в}-\Phi_{т.п}, \tag{24.10}$$

где $\Phi_ж$ — поток свободной теплоты, выделяемой животными; $\Phi_{осв}$ — тепловой поток от осветительных приборов; $\Phi_{с.р}$ — тепловой поток солнечной радиации; $\Phi_{ж.в}$ — поток скрытой теплоты, выделяемой животными; $\Phi_{т.п}$ — поток теплопотерь через наружные ограждения.

Поток свободной теплоты, выделяемой животными,

$$\Phi_ж=nq_ж k_t, \tag{24.11}$$

где n — число животных; $q_ж$ — тепловая мощность свободной теплоты, выделяемой одним животным, Вт; k_t — коэффициент, учитывающий изменение количества выделяемой теплоты животными в зависимости от температуры воздуха внутри помещения. Значения $q_ж$, Вт/гол., приведены: для предприятий крупного рогатого скота в ОНТП 1-77; для свиноводческих предприятий в ОНТП 2-85; для овцеводческих предприятий в ОНТП 5-85.

Тепловой поток свободной теплоты, выделяемой птицей,

$$\Phi_{пт}=nM_{пт}q_{пт}k_t, \tag{24.12}$$

где n — число птиц; $M_п$ — живая масса одной птицы, кг; $q_{пт}$ — свободная теплота, выделяемая 1 кг живой массы птицы; k_t — коэффициент тепловыделений. Значения $q_{пт}$ и k_t приведены в ОНТП 4-85.

Теплоту, поступающую от осветительных приборов, учитывают в безоконных животноводческих и птицеводческих поме-

щениях, так как в них электроосвещение включено продолжительное время. Ее рассчитывают в зависимости от типа ламп. При газоразрядных лампах принимают, Вт/м²: в коровниках — 2,9...2,0, в телятниках — 4,4, в свинарниках-маточниках и птичниках — 2,9. При использовании ламп накаливания эти данные соответственно равны 6,7...4,6; 10,1; 7. В приближенных расчетах мощность ламп на единицу площади пола принимают равной 5 Вт/м².

Теплопоступления от солнечной радиации через покрытия и остекленные поверхности учитывают в теплый период года при температуре наружного воздуха выше 10 °С. Значение $\Phi_{с.р}$ определяют по формуле

$$\Phi_{с.р} = k_{ост}\, q_{ост}\, A_{ост} + k_1 \frac{A_п}{R_0} (\Delta t_1 + \Delta t_2), \qquad (24.13)$$

где $k_{ост}$ — коэффициент, зависящий от типа остекления и его особенностей. Для одинарного остекления $k_{ост}$ принимают равным 1,45; для двойного остекления — 1,15; при загрязненном остеклении — 0,8; при забелке окон — 0,6; при остеклении матовым стеклом — 0,4; при внешнем зашторивании — 0,25; $q_{ост}$ — поверхностная плотность теплового потока через остекленную поверхность, Вт/м²; $A_{ост}$ — площадь поверхности остекления, м²; k_1 — поправочный коэффициент, равный для бесчердачных перекрытий — 1, а для чердачных — 0,75; R_0 — термическое сопротивление теплопередачи перекрытия, м²·К/Вт; $A_п$ — площадь горизонтальной проекции перекрытия, м²; Δt_1 — эквивалентная разность температуры для данной местности, °С. Для средней полосы СССР рекомендуется принимать Δt_1 равной — 2 °С; Δt_2 — эквивалентная разность температуры, зависящая от конструкции и цвета наружной поверхности перекрытия, °С. Для северной широты в пределах 45...65° в зависимости от цвета кровли Δt_2 имеет следующие значения: темная кровля — 28,9...24,6; серая, голубая, красная кровля — 24,5...21,1; белая — 18,9...16,6 °С.

Скрытая теплота, выделяемая животными, зависит от их влаговыделений:

$$\Phi_{ж.в} = r W_ж 10^3, \qquad (24.14)$$

где r — теплота парообразования, которая равна 2,45 кДж/г; $W_ж$ — влаговыделения животными, г/с.

Теплопотери через наружные ограждения определяют по методике, приведенной в главе 22. В переходный и теплый периоды их учитывают при разности температуры внутреннего и наружного воздуха не менее 5 °С.

Потребный воздухообмен для удаления избытка влаги определяют по формуле (24.3) с учетом значений влагосодержания внутреннего и наружного воздуха в указанные периоды года.

В животноводческих и птицеводческих помещениях теплота и влага выделяются одновременно. Поэтому расчет воздухообмена в переходный и теплый периоды года определяют из условий одновременного удаления избытка теплоты и влаги.

Расход воздуха, необходимый для удаления избытка теплоты и влаги, находят по формуле

$$M = \frac{3{,}6\,\Phi_{изб}}{H_в - H_н} = \frac{W}{d_в - d_н}, \qquad (24.15)$$

где $H_в$ и $H_н$ — энтальпия соответственно внутреннего (удаляемого из помещения) и наружного (подаваемого в помещение) воздуха, кДж/кг·с. в.

Значение углового коэффициента тепловлагообмена

$$\varepsilon = \frac{H_в - H_н}{d_в - d_н}. \qquad (24.16)$$

По известным параметрам $d_н$ и $t_н$ определяют влагосодержание внутреннего воздуха

$$d_в = \frac{t_в - t_н}{\varepsilon - 2{,}5} + d_н. \qquad (24.17)$$

При расчете воздухообмена в теплый период года температуру внутреннего воздуха принимают выше средней температуры самого жаркого месяца не более чем на 5 °С, но не выше 30 °С в свинарниках, коровниках и 33 °С в птичниках. При $\varepsilon = 2{,}5$ кДж/г температуру внутреннего воздуха следует принимать равной температуре наружного воздуха.

Полученный расчетным путем воздухообмен должен быть не ниже норм вентиляционного воздуха, приходящегося на 1 ц живой массы животных или птицы.

24.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ МОЩНОСТИ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

Тепловой поток системы отопления определяют на основании уравнения теплового баланса помещения, составленного для холодного периода года:

$$\Phi_{от} = \Phi_{т.п} + \Phi_в + \Phi_{исп} + \Phi_{инф} - \Phi_ж - \Phi_{осв} - \Phi_м, \qquad (24.18)$$

где $\Phi_в$ — тепловой поток, расходуемый на подогрев приточного воздуха; $\Phi_{исп}$ — тепловой поток, расходуемый на испарение влаги с открытых и смоченных поверхностей; $\Phi_{инф}$ — тепловой поток, идущий на нагрев инфильтрирующегося воздуха; $\Phi_м$ — мощность отопительных приборов, устанавливаемых в системах местного обогрева помещений для выращивания молодняка.

Теплота, расходуемая на подогрев приточного воздуха в системе воздушного отопления, совмещенного с вентиляцией:

$$\Phi_в = c_p \rho L (t_в - t_н)(1 - k_у), \qquad (24.19)$$

где c_p — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении. Можно принять $c_p = 1{,}01$ кДж/(кг·К); L — расход вентиляционного воздуха, м³/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 — расчетной отопи-

тельной температуре; ρ — плотность воздуха при температуре внутри помещения, кг/м³; $k_у$ — коэффициент, учитывающий утилизацию теплоты от теплообменного оборудования.

Тепловой поток, израсходованный на испарение влаги, находят по формуле

$$\Phi_{исп} = r W_д 10^3, \qquad (24.20)$$

где для животноводческих помещений $W_д = W_{исп}$, а для птицеводческих $W_д = W_{исп} + W_{пом}$. Метод определения $W_{исп}$ и $W_{пом}$ приведен выше.

В первом приближении значение $\Phi_{инф}$ можно принять равным 0,3 $\Phi_{т.п}$.

Конечную температуру подогретого воздуха определяют по формуле

$$t_к = t_н + \frac{\Phi_{от}}{c_p \rho L}. \qquad (24.21)$$

По значению $\Phi_{от}$ производят выбор отопительно-вентиляционного оборудования.

24.4. РАСЧЕТ ВЕНТИЛЯЦИИ И ОТОПЛЕНИЯ ЖИВОТНОВОДЧЕСКИХ И ПТИЦЕВОДЧЕСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ ПРИ ПОМОЩИ *Hd*-ДИАГРАММЫ

Потребный воздухообмен из условий удаления избытков теплоты и влаги определяют следующим образом.

Зимний период года. На поле *Hd*-диаграммы (рис. 24.3) наносят точку *1* с параметрами наружного воздуха $t_н^р$ и $\varphi_н$. Этому состоянию соответствуют влагосодержание $d_н$ и энтальпия $H_н$. От полученной точки проводят луч процесса нагрева наружного воздуха в калорифере при постоянном влагосодержании. Затем наносят точку *2* с расчетными параметрами внутреннего воздуха $t_{вн}$, $\varphi_{вн}$. Этому состоянию соответствуют 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 $t_з$ и $H_з$, которые являются искомыми параметрами приточного воздуха при условии удаления избытков теплоты и влаги.

Расход воздуха находят по формуле

$$M_в = \frac{3{,}6\,\Phi_{из}}{H_в - H_н} = \frac{W}{d_в - d_н}. \qquad (24.22)$$

Если в результате расчета воздухообмена окажется, что объем воздуха для удаления избытка углекислоты $V_в^{CO_2}$ или других газов больше объема воздуха, необходимого для удаления

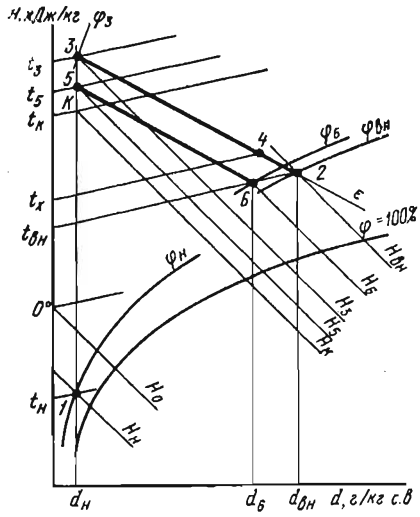


Рис. 24.3. Процесс обработки наружного воздуха в холодный период года на *Hd*-диаграмме.

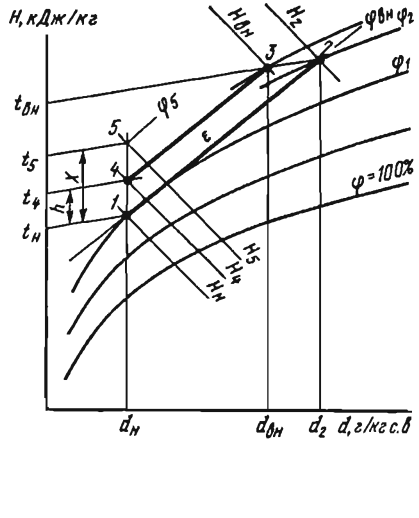


Рис. 24.4. Процесс обработки наружного воздуха в переходный период года на *Hd*-диаграмме.

избытка влаги, то подогрев приточного воздуха необходимо вести до более низкой температуры. На *Hd*-диаграмме этой температуре соответствует точка *5*. Подогрев воздуха в калорифере следует вести 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 эта величина не превышает оптимальную, т. е. φ_2, то расчет считается законченным.

Переходный период. На *Hd*-диаграмме (рис. 24.4) наносят точку *1* с параметрами наружного воздуха $t_н = +10$ °С и $\varphi_н$. Этому состоянию соответствуют 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 в точке *2* с параметрами d_2, φ_2 и H_2.

Анализ этих параметров указывает на большую относительную влажность воздуха в точке *2*, уменьшить которую до требуемой нормы можно путем подогрева части наружного воздуха. Количество воздуха, которое нужно подогреть, рассчитывают с помощью *Hd*-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 со-

стоянию соответствуют параметры d_4, φ_4, H_4. Общее количество приточного воздуха, потребного для удаления избытков теплоты и влаги, определяют из уравнения

$$M_в = \frac{3{,}6\,\Phi_{изб}}{H_в - H_4} = \frac{W}{d_в - d_н}. \qquad (24.23)$$

Из этого количества $M_{вп}$ подается приточной системой вентиляции с подогревом. Температуру, до которой нужно нагреть этот воздух, находят путем построения на Hd-диаграмме отрезкон, пропорциональных количеству общего и подогреваемого воздуха:

$$\frac{M_в}{X} = \frac{M_{вп}}{h}, \quad \text{откуда} \quad X = \frac{M_в}{M_{вп}}\,h. \qquad (24.24)$$

На поле Hd-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 $M_в{}^т - M_{вп}$. Количество теплоты на нагрев этого воздуха от $t_1 = +10$ °С до t_5

$$\Phi = M_{вп} c_в (t_5 - t_1). \qquad (24.25)$$

Обычно количество частично подогреваемого воздуха принимают равным количеству воздуха в период зимнего воздухообмена. Это позволяет использовать узел подогрева воздуха приточной системы зимнего периода без каких-либо конструктивных изменений.

Теплый период года. На Hd-диаграмме наносят точку *1* (рис. 24.5) с параметрами наружного воздуха в теплый период года $t_н$ и $\varphi_н$. Этому состоянию соответствуют влагосодержание $d_н$ и энтальпия $H_н$. Через точку *1* проводят прямую, параллельную лучу процесса с угловым коэффициентом ε, подсчитанным для теплого периода, до пересече-

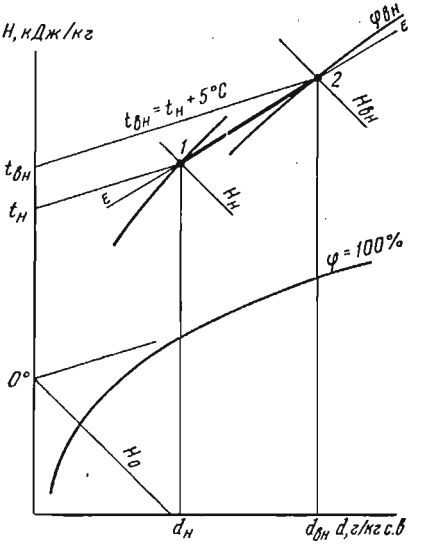


Рис. 24.5. Процесс обработки наружного воздуха в летний период на Hd-диаграмме.

ния 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 (24.22).

24.5. ВЫБОР ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ СИСТЕМЫ ВЕНТИЛЯЦИИ И ОТОПЛЕНИЯ

К системам вентиляции и отопления животноводческих и птицеводческих помещений предъявляют ряд требований.

Если кратность воздухообмена не более единицы, предусматривают только вытяжную вентиляцию. Если кратность больше единицы, требуется установка приточно-вытяжной вентиляции, включающей системы как для подачи, так и для удаления воздуха.

Для отопления и вентиляции помещения предусматривают как отдельное оборудование (теплогенераторы, калориферы, вентиляторы и др.), так и комплектное тепловентиляционное оборудование.

Методы подбора калориферов и вентиляторов изложены в главах 22 и 23.

Выпускается следующее комплектное оборудование: «Климат», приточно-вытяжные установки ПВУ и отопительно-вентиляционные агрегаты (тепловентиляторы) серии ТВ.

Комплекты оборудования «Климат» предназначены главным образом для крупных ферм и комплексов, но применимы и на других объектах, например в овощехранилищах.

Выпускаются комплекты «Климат-2», «Климат-3» и «Климат-4». Каждый из них выпускается в трех модификациях и девяти типоразмерах.

Разработана система специализированного отопительно-вентиляционного оборудования. Комплекты имеют две модификации: *I* — для животноводческих помещений; *II* — для птицеводческих помещений. Первая модификация включает пять типоразмеров («Климат-3 МУ-I-6», «Климат-3 МУ-I-12», «Климат-3 МУ-I-18», «Климат-3 МУ-I-24», «Климат-3 МУ-I-36»), вторая модификация — три типоразмера («Климат-3 МУ-II-36», «Климат-3 МУ-II-72», «Климат-3 МУ-II-48») и третья модификация — один типоразмер.

Максимальная подача воздуха для установки модификации I колеблется в пределах 9...54 тыс. м^3/ч, тепловая мощность — 70...442 кВт. Для установок модификации II максимальная подача воздуха 54...108 тыс. м^3/ч, тепловая мощность — 442... 883 кВт.

В системах отопления и вентиляции ферм КРС и свиноферм рекомендуется устанавливать тепловентиляторы ТВ, в состав

которых входят калорифер и радиальный вентилятор. Они оборудованы устройством регулирования, которое включает (в зимнее время) или отключает (летом) калорифер.

При децентрализованной системе теплоснабжения ферм применяют приточно-вытяжные установки ПВУ, электрокалориферные установки СФОЦ и теплогенераторы.

Установки ПВУ обеспечивают постоянную циркуляцию воздуха в помещении, поддерживают температуру и относительную влажность в заданных пределах в холодный и переходный периоды года, а также регулируют воздухообмен в зависимости от наружной и внутренней температуры. Вентилятор имеет рабочее колесо с двумя рядами лопаток. Лопатки наружного ряда развернуты относительно лопаток внутреннего ряда, чем и обеспечивается совмещение притока и вытяжки в одном устройстве. Два вставленных один в другой цилиндрических воздуховода обеспечивают приток наружного и выброс загрязненного воздуха из помещения.

Смесительные заслонки служат для регулирования степени рециркуляции. В теплый период года заслонки открыты полностью и в помещение поступает только наружный воздух. В переходный и холодный периоды заслонки занимают промежуточные положения.

Каждая установка ПВУ комплектуется силовым блоком, содержащим пусковую, защитную, сигнальную аппаратуру и пульт ручного управления (табл. 12).

Теплогенераторы — это установки для подогрева приточного воздуха. Основные технические характеристики теплогенераторов приведены в [4, 13] и в таблице 4 (глава 17).

Для обогрева животноводческих помещений рекомендуется использование газовых горелок инфракрасного обогрева. На практике применяют установки ИКУФ-1, ИКУФ-1М, ССПО1-250, ОРИ-1, «Латв. ИКО», ЗИС-0,6 и др.

12. Технические данные установок ПВУ

Характеристики	Установки		
	ПВУ-4	ПВУ-6	ПВУ-9
Подача воздуха, м³/ч:			
на приток	4000	6000	8000
на вытяжку	3400	5300	7600
Тепловая мощность, кВт	7,5...15	7,5...15	9,6...19,2
Установленная мощность, кВт	16,2	16,2	21,5
Частота вращения, мин⁻¹	1400	930	930
Габариты, мм:			
диаметр	1000	1150	1250
высота	5200	6460	6850
Масса, кг	340	470	630

Для обогрева полов используют железобетонные греющие панели, а также резиновые коврики, которые выпускает отечественная промышленность.

24.6. АВТОМАТИЗАЦИЯ МИКРОКЛИМАТА

Автоматическое регулирование отопительно-вентиляционного оборудования способствует экономии теплоты и электрической энергии до 30%.

Основными параметрами, подлежащими регулированию, являются температура, влажность и расход воздуха. В холодный период года поддержание требуемого значения температуры производится в основном путем регулирования тепловой мощности, а в переходный и теплый периоды — за счет изменения количества воздуха, подаваемого в помещение.

Изменение подачи воздуха производят либо включением (выключением) дополнительных вентиляторов, либо изменением режима их работы. В последнем случае это достигается: изменением частоты вращения рабочего колеса вентилятора; использованием дросселирующего клапана; применением направляющего аппарата, устанавливаемого перед всасывающим патрубком вентилятора. При повышении температуры воздуха выше нормы (в теплый период года) или относительной влажности (в холодный период) частоту вращения электродвигателей вентиляторов увеличивают; при уменьшении температуры внутреннего воздуха или относительной влажности — снижают. Для исключения возможности попадания в зимнее время неподогретого воздуха в помещение схема регулирования предусматривает отключение вентиляторов при отключенном калорифере.

Система автоматического регулирования должна обеспечить поддержание оптимальной температуры с точностью до $\pm 3\,^{\circ}C$ в помещении для крупного рогатого скота, $\pm 2\,^{\circ}C$ — для свиней и птиц, $\pm 1\,^{\circ}C$ — для молодняка всех видов животных.

Регулирование тепловой мощности системы отопления и вентиляции производят изменением тепловой мощности калориферов.

Регулирование по температуре дополняют регулированием относительной влажности воздуха в помещении путем изменения подачи воздуха.

Комплектные отопительно-вентиляционные установки «Климат-4» оборудованы устройствами автоматического регулирования работы вентиляторов. Устройство регулирования содержит станцию управления ШАП-5701 в комплекте с автотрансформатором АТ-10 или станцию управления на тиристорах МК-ВАУ3.

Система автоматизации приточно-отопительных установок содержит пропорциональный регулятор *ТС/SK1*, который воздействует на тепловую мощность приточной установки в зависимости от температуры воздуха в животноводческом помещении. Терморегулятор *ТС/SK2* предназначен для защиты теплообменника от замораживания.

Для регулирования микроклимата в птичниках используют вышеуказанные устройства, которыми оборудована установка «Климат-4». В комплекте «Климат-47М» предусмотрено устройство управления ТСУ-2-КЛУЗ, возможности регулирования которого шире, чем у станции управления МК-ВАУЗ. Комплекты «Климат-2», предназначенные для регулирования микроклимата в птичниках для выращивания молодняка, оборудованы, кроме того, увлажнителями приточного воздуха.

24.7. ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕПЛОТЫ

Расход теплоты на кормоприготовление. На многих животноводческих предприятиях широко используется тепловая обработка кормов. Теплота расходуется на запаривание корнеклубнеплодов, кормовых смесей, грубых кормов, дрожжевание сочных и концентрированных кормов, а также на стерилизацию пищевых отходов предприятий общественного питания.

Тепловая обработка производится паром низкого давления в запарниках периодического или непрерывного действия. Перенос теплоты в запарнике происходит конвекцией, теплопроводностью и излучением. При этом используется теплота фазового перехода.

Расход теплоты на варку корнеплодов и запарку кормов определяют по формуле

$$Q = Q_{пр} + Q_з + Q_о, \qquad (24.26)$$

где $Q_{пр}$ — расход теплоты на нагрев порции продукта; $Q_з$ — расход теплоты на нагрев запарника; $Q_о$ — потери теплоты агрегатом в окружающую среду.

Расход теплоты на нагрев продукта определяют по формуле

$$Q_{пр} = M_{пр} c_{пр} (t^к_{пр} - t^н_{пр}), \qquad (24.27)$$

где $M_{пр}$ — масса нагреваемого продукта, кг; $c_{пр}$ — удельная теплоемкость продукта, кДж/(кг·К); $t^н_{пр}$ и $t^к_{пр}$ — начальная и конечная температура конструкции кормозапарника, °С.

Корма	Теплоемкость $c_{пр}$, кДж/(кг·К)	Корма	Теплоемкость $c_{пр}$, кДж/(кг·К)
Картофель	3,52...3,64	Морковь кормовая	3,69
Тыква	3,86	Зерно	2,11...2,5
Свекла кормовая	3,78	Мука	1,80...1,88
		Солома	2,30

Расход теплоты на нагрев металлоконструкций запарника

$$Q_э = M_э c_э (t^к_э - t^н_э), \qquad (24.28)$$

где $M_э$ — масса конструкций кормозапарника, кг; $c_э$ — удельная теплоемкость конструкции кормозапарника, кДж/(кг·К); $t^к_э$ и $t^н_э$ — конечная и начальная температура конструкции кормозапарника, °С.

Потери теплоты кормозапарником в окружающую среду определяют по формуле

$$Q_о = 3{,}6\, A_э\, \alpha_э\, (t^{ср}_{ст} - t_в)\tau, \qquad (24.29)$$

где $A_э$ — поверхность теплоотдачи запарника, м²; $\alpha_э$ — суммарный коэффициент теплообмена, Вт/(м²·К); $t^{ср}_{ст}$ — средняя температура наружной поверхности запарника, °С; $t_в$ — средняя температура окружающего воздуха, °С; τ — время процесса нагрева, ч.

Величины конвективного и лучистого теплообмена, зависящие от перепада температур между поверхностью запарника и окружающей средой, определяют величину коэффициента теплообмена, Вт/(м²·К), который равен

$$\alpha_э = 9{,}07 + 0{,}055(t^{ср}_{ст} - t_в). \qquad (24.30)$$

На крупных свиноткормочных комплексах для приготовления кормов используют кормозапарники непрерывного действия. Так как на разогрев агрегата теплота затрачивается только в начальный момент, то в расчете следует учитывать только теплоту, необходимую для разогрева массы продукта и покрытия потерь в окружающую среду.

Расход пара для запаривания кормовой массы и варки корнеклубнеплодов определяют по формуле

$$D = \frac{Q}{h_п - h_к}, \qquad (24.31)$$

где Q — суммарная теплота, необходимая для запаривания (24.26); $h_п$ — энтальпия пара на входе в запарник, кДж/кг; $h_к$ — энтальпия конденсата, кДж/кг.

Энтальпию пара определяют по *hs*-диаграмме, а конденсата — из таблиц водяного пара по известной температуре конденсата, которая на 5...8 °С меньше температуры конденсации.

Удельный расход пара на варку 1 кг корнеклубнеплодов составляет 0,15...0,18 кг, запарку соломенной резки — 0,3...0,35, молотых концентратов — 0,2...0,25 кг. Ниже приведены действующие нормы расхода пара низкого давления на 1 голову свиней

при запаривании кормов и другие нужды

Группа животных	Норма расхода пара, кг/сут·гол
Хряки-производители	0,35
Матки:	
супоросные и холостые	0,45
подсосные с приплодом	0,71
Отъемыши	0,16
Ремонтный молодняк	0,30
Свиньи на откорме	0,55

Расход теплоты на пастеризацию молока. Чтобы сохранить пищевую и технологическую ценность молока на длительный период, его подвергают тепловой обработке — пастеризации, т. е. нагреву до температуры 70...90 °С, обеспечивающей уничтожение находящихся в молоке микроорганизмов.

Расход теплоты на пастеризацию молока определяют по формуле

$$Q_{пас} = M_м c_м (t_{к.м} - t_{н.м}) 10^3, \qquad (24.32)$$

где $M_м$ — количество пастеризуемого молока, кг/с; $c_м$ — удельная теплоемкость молока или сливок, кДж/(кг·К); $t_{н.м}$ и $t_{к.м}$ — начальная и конечная температура нагреваемого в пастеризаторе молока, °С.

Расход пара на нагрев молока в пастеризаторе определяют следующим образом

$$D_{пас} = \frac{Q_{пас}}{(h_п - h_к)\eta_п}, \qquad (24.33)$$

где $h_п$ — энтальпия пара перед пастеризатором, кДж/кг; $h_к$ — энтальпия конденсата, кДж/кг; $\eta_п$ — КПД пастеризатора ($\eta_п = 0{,}75...0{,}92$).

Чтобы повысить экономичность пастеризатора, в его схему включают регенератор, использующий теплоту пастеризованного молока. Теплота, отданная пастеризованным молоком, передается в регенераторе молоку, поступающему на пастеризацию. В зависимости от величины поверхности регенератора экономия теплоты может составлять 30...45%. Для пастеризации парного молока с регенерацией используется пар под давлением $166{,}7 \cdot 10^3$ Па в количестве 14 кг/т молока.

Для пастеризации охлажденного молока удельный расход пара повышается до 22 кг/т молока.

При пастеризации молока без регенерации резко (примерно на 50%) повышаются удельные расходы пара и теплоты.

Контрольные вопросы и задания

1. По каким вредностям ведется расчет воздухообмена в животноводческих и птицеводческих помещениях в холодный, теплый и переходные периоды года? 2. Как определяется потребный воздухообмен для поддержания допустимой концентрации углекислоты? 3. Как определяется воздухообмен, обеспечивающий допустимое содержание в воздухе водяных паров? Как вычисляются влаговыделения в помещениях? Укажите на методы определения влаговыделений со свободной и смоченной поверхностей и с помета. 4. Запишите уравнение для тепловой мощности теплоизбытков в животноводческом и птицеводческом помещениях и раскройте суть каждого члена уравнения. 5. Как определяется тепловая мощность свободной и скрытой теплоты, выделяемой животными и птицей? 6. Как вычисляются теплопоступления от солнечной радиации? 7. Почему расчет воздухообмена выполняют из условий одновременного удаления избытков теплоты и влаги? Получите выражение для углового коэффициента тепловлагообмена и проанализируйте характер и закономерности его изменения (следует обратиться также к главе 6). 8. Какие требования предъявляются к расчету воздухообмена в теплый период года? 9. Как записывается уравнение для тепловой мощности системы отопления и как определяются значения величин, входящих в это уравнение? 10. Как ведется расчет отопления и вентиляции животноводческих и птицеводческих помещений при помощи *Hd*-диаграммы влажного воздуха? Рассмотрите этот вопрос на конкретном примере. 11. Какое оборудование используется для отопления и вентиляции животноводческих и птицеводческих помещений? Укажите на их основные технические характеристики. 12. Как производится регулирование температуры и относительной влажности воздуха в помещении в холодный и теплый периоды года? Какие устройства регулирования имеются в комплектах «Климат»? 13. Как определяется расход теплоты на кормоприготовление? Укажите на значения удельных расходов теплоты на запаривание кормов? 14. Приведите метод вычисления расхода теплоты на пастеризацию молока. Каковы пути повышения экономичности пастеризатора?

Глава 25. ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СООРУЖЕНИЯХ ЗАЩИЩЕННОГО ГРУНТА

25.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Культивационные сооружения защищенного грунта — это производственные помещения, огражденные от внешней среды светопрозрачной крышей и стенками. Культивационные сооружения предназначены для выращивания овощей, рассады и цветов. Они позволяют обеспечить население свежими овощами в тот период года, когда их невозможно выращивать на открытом грунте.

На обеспечение в холодное время года требуемого микроклимата в сооружениях защищенного грунта требуется теплота. Крупные теплично-овощные комбинаты (ТОК), единичная площадь которых достигает 60 га, а тепловая нагрузка 350 МВт, являются наиболее концентрированными и энергоемкими потребителями теплоты в сельскохозяйственном производстве. Годовое потребление теплоты в указанных сооружениях состав-

ляет 290 млн ГДж, на что расходуется 12 млн т условного топлива. Заметим, что на производство в теплицах 1 кг сельскохозяйственной продукции расходуется до 5 кг топлива. Поэтому проблема экономии энергоресурсов при теплоснабжении сооружений защищенного грунта путем улучшения систем их обогрева, использования нетрадиционных источников энергии — весьма актуальна.

Основные элементы, из которых состоят культивационные сооружения, — это площадь, где выращивают растения, ограждающие конструкции и устройства для обогрева сооружений.

Разнообразные конструкции сооружений защищенного грунта можно разделить на три группы:

малогабаритные надземные сооружения (утепленный грунт);

малогабаритные углубленные (парники);

крупногабаритные надземные (теплицы).

Малогабаритные надземные сооружения — небольшие по размерам (ширина 1...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. Находят применение укрытия разборно-переставные УРП-20 с пленочным покрытием. Их длина — 6 м, ширина — 1,6 м.

Малогабаритные углубленные сооружения (парники) частично или полностью углублены в почву. Они представляют собой траншеи с деревянными или железобетонными парубнями, закрытыми сверху остекленными рамами или полимерной пленкой.

Наиболее распространено односкатное сооружение — это так называемый русский углубленный парник, размеры которого следующие: ширина — 1,6 м, длина — 21,6 м, глубина траншей — 0,2...0,3 м, площадь 36 м². Парубни выступают над уровнем грунта с северной стороны на 250...400 мм, а южной — на 150...250 мм (рис. 25.1). В малогабаритных углубленных сооружениях вся площадь почвы является полезной. Для уменьшения потерь теплоты через светопрозрачное ограждение при необходимости используют утепляющие маты.

Крупногабаритные надземные культивационные сооружения (теплицы) наиболее совершенны. Они позволяют без нарушения целостности ограждения выполнять все необходимые агротехнические мероприятия, а также использовать средства механизации по обработке почвы, уходу за растениями и уборке урожая.

Площадь типовых теплиц для выращивания рассады равна 1,3 или 6 га; для выращивания овощей на грунте — 6,12, 24, 30 и 60 га.

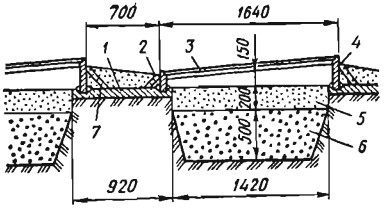


Рис. 25.1. Поперечный разрез односкатного углубленного парника.

Теплицы классифицируют:

по объемно-планировочным решениям — на однопролетные (ангарные), многопролетные (блочные) высотные (башенного типа);

по способу выращивания растений — на грунтовые, стеллажные и гидропонные;

по времени эксплуатации — на круглогодичные (зимние) и сезонные (весенне-осенние);

по материалу светопрозрачного ограждения — на застекленные, пленочные, с твердым прозрачным пластиком;

по виду выращивания растений — на овощные и цветочные (оранжереи).

Кроме того, теплицы можно классифицировать по способу обогрева.

По конструктивным признакам теплицы делят на односкатные, фонарные, ангарные, блочные, вантовые и воздухонапорные.

Односкатные теплицы (рис. 25.2, *а*) имеют наиболее простую конструкцию. Такие конструкции используют в гелиотеплицах. Остекленную крышу при этом направляют в сторону наибольшего солнцестояния.

Фонарные теплицы (рис. 25.2, *б*) — одни из первых конструкций с двухскатной крышей. Крыша поддерживается рядом опор, которые затрудняют механизацию работ.

В ангарных теплицах (рис. 25.2, *в*) для поддержания крыш используют различного рода арки. Зимние аграрные теплицы

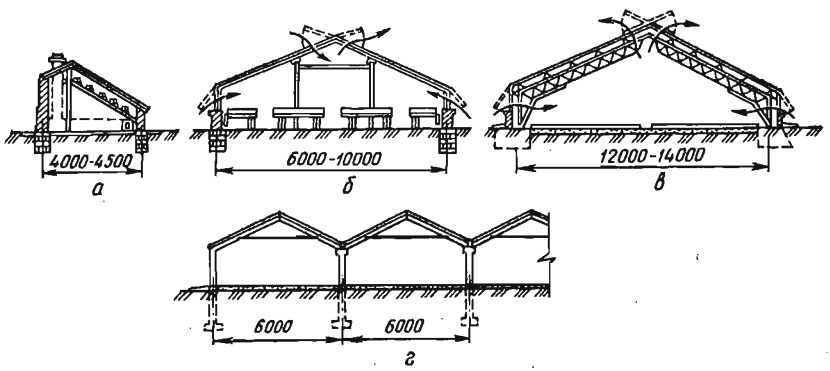


Рис. 25.2. Схема теплиц:
***а* — односкатные; *б* — фонарные; *в* — ангарные; *г* — блочные.**

строят с пролетом от 12 до 30 м. Вентиляционные устройства встроены в боковые стенки теплицы.

Блочные теплицы (рис. 25.2, *г*) состоят из примыкающих друг к другу ангарных теплиц (блоков), боковые стенки которых заменены опорами. Используя стандартные конструкции, собранные из элементов заводского изготовления, можно создавать теплицы больших размеров. В них в большей степени, чем в других теплицах, можно механизировать и автоматизировать производственные процессы. На изготовление этих теплиц расходуется меньше металла, чем в ангарных. У них при одинаковой полезной площади меньше теплопотери через ограждающие конструкции. Недостатком блочных теплиц является неудовлетворительная аэрация средних звеньев.

Каждая отдельная двухскатная теплица, входящая в состав блока, называется *звеном*. Различают двухзвенные, трехзвенные и другие блочные теплицы.

Остекленные блочные многопролетные теплицы строят с шириной пролета 3,2 и 6,4 м. В обеих конструкциях шаг равен 3 м.

Шириной пролета называют расстояние между опорными столбами поперек направления конька, *шагом* — расстояние между столбами вдоль конька.

Основная структурная единица тепличного овощного комбината — шестигектарный блок теплиц. Строят овощные тепличные комбинаты площадью 6, 12, 18, 24, 30 и 60 га. Рассадно-овощные комбинаты могут быть площадью 1, 3, 6, 12, 18, 24, 30 и 36 га.

Ширина рассадных блочных или ангарных теплиц с полимерным покрытием до 24 м.

Наиболее важный конструктивный элемент ангарных и блочных теплиц — стеклянное ограждение. Для средней полосы наклон крыши принимают не менее 25°. Шпросы, на которые опирается стеклянная кровля, бывают деревянные, металлические и реже железобетонные.

Несущая конструкция теплицы чаще всего металлическая. Применяют совмещенные несущие конструкции, выполненные из стальных труб, используемых для водяного отопления теплицы. Это сокращает расход металла. Кроме того, расположению отопительных труб под остеклением препятствует занос крыши снегом.

Вертикальные наружные ограждения теплиц делают в нижней части из кирпича или железобетонных панелей, а верхние — стеклянными с открывающимися створками. Цокольная глухая часть ограждения имеет высоту 0,5...0,6 м в грунтовых теплицах и 0,75 м в стеллажных.

В теплицах, предназначенных для выращивания шампиньонов на промышленной основе, используют пятиярусные стелла-

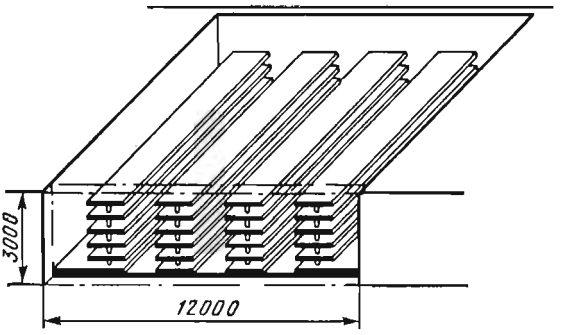


Рис. 25.3. Схема теплицы для выращивания шампиньонов.

жи (рис. 25.3). Выращивание производится на компосте (солома, птичий помет, гипс). За год с 1 га можно получить 700... 800 т грибов.

Для выращивания овощей в теплицах используют также гидропонный способ. Бетонный бассейн заполняют щебнем (гравием) размерами 5...15 мм, где размещается корневая система растений. Из резервуаров при помощи насосов питательная среда подается по секциям теплицы.

Находят распространение малогабаритные гидропоники. В этом случае овощи и цветы выращивают на субстрактах из минеральной ваты с капельным способом полива растений. Малообъемные гидропонные теплицы обладают высокой продуктивностью (урожайность огурцов достигает 50 кг/м^2), но малым сроком службы минеральной ваты (не более двух сроков эксплуатации).

В вантовых теплицах подвесная пленочная крыша поддерживается тросами — стальными или стеклопластиковыми, натягиваемыми параллельно друг другу вдоль теплицы. Для поддержания тросов внутри теплицы устанавливают опоры. В некоторых конструкциях каркас теплицы подвешивают к столбам, стоящим снаружи.

К пневматическим теплицам относят воздухонапорные и пневмокаркасные. В первых из них отсутствуют какие-либо несущие конструкции и опоры. Необходимая форма ограждения, представляющего собой геометрическую оболочку из полимерной пленки, поддерживается при помощи избыточного давления воздуха.

В пневмокаркасных теплицах их устойчивость обеспечивается избыточным давлением в пневматических арках, образующих каркас теплицы.

Теплицы с полимерным покрытием разделяют на стационарные и нестационарные (переносные), которые получили распространение в неспециализированных хозяйствах. В последних теплицах культуру выращивают в течение 1...2 месяцев для обеспечения растениям в ранний период года требуемого теплового режима, после чего они растут в условиях открытого грунта. В качестве примера переносных теплиц следует привести теплицу ТП-М-9-24, имеющую металлический каркас, и теплицу ТП-Д-8-24, каркас которой деревянный. В этих обозначениях первая цифра указывает на ширину, вторая — на длину теплицы.

Применяют также культивационные сооружения принципиально новых конструкций: высотные конвейерные теплицы, теплицы с горизонтальной водоналивной кровлей и светонепроницаемые.

Высотная конвейерная теплица (рис. 25.4) состоит из металлического остекленного каркаса *3*, внутри которого со скоростью 0,3...0,5 м/мин перемещаются лотки *2* с растениями,

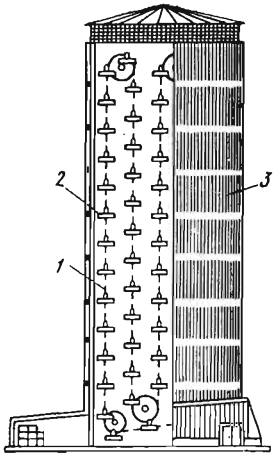


Рис. 25.4. Высотная конвейерная теплица.

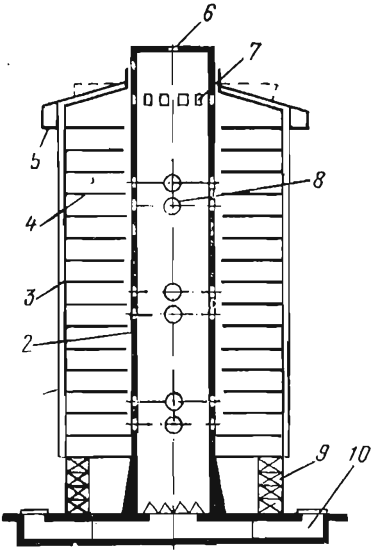


Рис. 25.5. Высотная теплица с обогревом по типу «сухих» градирен:

1 — светопрозрачная оболочка; *2* — железобетонная оболочка каркаса; *3* — вертикальные железобетонные колонны; *4* — культивационная площадка; *5* — передвижная кольцевая площадка; *6* регулируемые вентиляционные проемы; *7*, *8* — приточные отверстия; *9* — теплообменники; *10* — воздушный канал.

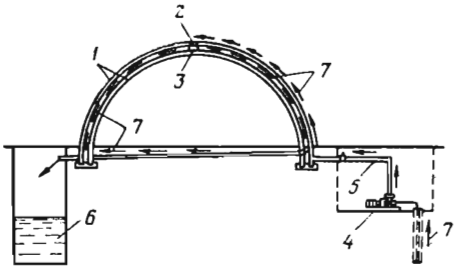


Рис. 25.6. Схема гидротеплицы:

1 — полиэтиленовая пленка; *2* — коньковая водораспределительная труба; *3* — форсунки; *4* — насос; *5* — трубопровод; *6* — водосборник; *7* — направление движения воды.

прикрепленные к цепному конвейеру *1*. Отопление теплицы воздушное.

Преимущество теплицы в том, что благодаря вертикальному расположению светопрозрачных ограждений можно использовать солнечную радиацию при низком стоянии солнца и, следовательно, снизить расход теплоты на технический обогрев в зимнее время; ее полезная площадь во многом превышает строительную.

Многоярусная теплица-башня имеет более чем в 100 раз большую рассадную площадь по сравнению с традиционными теплицами. У нее небольшой размер в плане (рис. 25.5). Несущим каркасом является железобетонная вытяжная башня-охладитель. Железобетонная оболочка каркаса с теплообменниками расположена внутри прозрачной оболочки башенной теплицы. Каркас светопрозрачной оболочки теплицы состоит из вертикальных колонн, которые через радиальные балки связаны с внутренней железобетонной оболочкой. В последней предусмотрены отверстия и регулируемые заслонки. У основания башни установлены вентиляторы, обеспечивающие циркуляцию воздуха в зимний и переходный периоды.

В зимнее время воздух из теплиц с помощью вентиляторов по каналам поступает в теплообменники. Нагретый в них воздух по башнеохладителю через приточные отверстия поступает в теплицу. В летнее время нагретый в теплообменниках воздух выбрасывается в атмосферу. Преимущества таких теплиц в том, что в них можно использовать низкопотенциальную теплоту.

В гидротеплицах по светопрозрачной кровле (плоской или в форме полукруга) медленно протекает теплая (30...40 °С) вода. В данном случае перспективно применение сбросовой теплоты тепловых и атомных электростанций.

Схема такой теплицы (ширина основания — 7,5 м, высота — 3 м) приведена на рисунке 25.6. Корпус теплицы состоит из двойного каркаса и соответственно покрытия из двух слоев пленки, расположенных на расстоянии 0,3...0,35 м друг от друга. Вода с температурой не более 40...50 °С подается через распределительную трубу, расположенную по коньку теплицы, и стекает по внешней поверхности внутреннего пленочного по-

крытия. Вода собирается в каналах, откуда ее направляют в систему почвенного обогрева или сбрасывают. Подобная система обогрева проста, но она загрязняет поверхность пленки и приводит к заметному снижению светопрозрачности ограждения. В северных районах рекомендуется строить светонепроницаемые теплицы, в которых источники света одновременно являются и источниками теплоты.

Подача теплоты в этих теплицах прерывистая, т. е. лампы включают на 12...14 ч в сутки. В холодное время года может оказаться недостаточно теплоты, выделяемой лампами. В этих случаях включают электрокалориферы. Потери теплоты через ограждения в таких теплицах уменьшаются в 3...4 раза.

Наиболее приемлемы для строительства теплиц зоны с лучшими световыми и климатическими характеристиками. Существенное значение для выращивания растений имеет фотосинтетическая активная радиация (ФАР). Она имеет широтное распределение, т. е. уменьшается с юга на север.

25.2. КОНСТРУКТИВНЫЕ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КУЛЬТИВАЦИОННЫХ СООРУЖЕНИЙ

Площадь $A_{инв}$ пола внутри сооружения называют *инвентарной*; площадь $A_{пол}$, на которой выращивают растения, — *полезной*; наружную площадь $A_{гор}$ ограждающих конструкций — *площадью ограждения*.

Ограждение культивационных сооружений содержит несущие конструкции и прозрачные элементы.

Теплопотери сооружений защищенного грунта путем теплопередачи через ограждающие конструкции зависят от величины поверхности $A_{огр}$. Поэтому один из важных критериев оценки совершенства конструкции культивационных сооружений в теплотехническом отношении — коэффициент ограждения $\eta_{огр}$, показывающий, на сколько площадь ограждения превышает площадь пола внутри сооружения:

$$\eta_{огр} = \frac{A_{огр}}{A_{инв}}. \qquad (25.1)$$

Коэффициент ограждения для малогабаритных углубленных сооружений (парников) равен 1,0, для малогабаритных надземных сооружений — 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):

$$\eta_{об} = \frac{V}{A_{инв}}. \qquad (25.2)$$

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 надземных). Для теплиц $\eta_{об}$ колеблется от 2,5 м для вантовых пленочных теплиц до 2,75...3,0 м для ангарных и блочных теплиц.

Важной конструктивной характеристикой сооружений защищенного грунта является угол наклона крыши, от которого зависит количество солнечной энергии, поступающей в помещение. Угол наклона крыши колеблется от 10° (для парников) до 60°.

Важная теплофизическая характеристика — это *альбедо* r, при помощи которого оценивают способность поверхности отражать солнечную радиацию. Альбедо зависит от состояния поверхности (гладкая, шероховатая, чистая), физической природы материала, угла падения лучей и ряда других факторов.

Альбедо находят по формуле

$$r = r_{\tau} k_{\gamma}, \tag{25.3}$$

где r_{τ} — величина альбедо при падении лучей перпендикулярно к поверхности; k_{γ} — коэффициент, учитывающий угол падения лучей. При величине угла между нормалью к поверхности и направлением лучей не более 30° для полимерных пленок и 50° для стекла величина r практически не меняется.

Альбедо стекла равно 0,07. Для полимерных пленок его значение примерно в 1,5 раза больше.

25.3. СПОСОБЫ ОБОГРЕВА

Общие сведения. Культивационные сооружения имеют ряд отличительных особенностей, которые следует учитывать при решении задач их теплоснабжения:

большие потери теплоты из-за малых термических сопротивлений ограждений из стекла или полимерной пленки, а также из-за значительной инфильтрации наружного воздуха (от 10 до 40% основных теплопотерь);

резкопеременный характер тепловой нагрузки в течение суток, сезона, года;

малая тепловая устойчивость сооружения, обусловленная малой тепловой инерцией ограждения;

повышенные требования к параметрам микроклимата, обусловленные агротехникой;

необходимость проведения технологических мероприятий, требующих дополнительных затрат теплоты (термическая обработка почвенного слоя, разогрев грунта, полив и др.).

Поэтому правильный выбор источника и средств теплоснабжения имеет большое значение, так как этим определяется эко-

номическая эффективность культивационных сооружений, степень рентабельности овощеводства защищенного грунта. По данным Гипронисельпрома, на обогрев каждого гектара теплиц в среднем расходуется 1500 т условного топлива за сезон. Затраты на обогрев зимних теплиц достигают 30...40% всех эксплуатационных расходов по выращиванию овощей.

Культивационные сооружения обогреваются за счет солнечной радиации, биотоплива или различных технических средств.

Солнечный обогрев применяют в южных районах в весенне-летних 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 др. Этот способ чаще всего используют в качестве дополнительного источника теплоты при наличии других средств обогрева.

Технический обогрев как более совершенный находит наибольшее распространение. Выбор вида обогрева обусловлен климатическими условиями, агротехническими требованиями при выращивании различных овощных культур и технико-экономическими показателями.

В зависимости от размещения источников системы теплоснабжения культивационных сооружений технический обогрев бывает централизованный, местный и индивидуальный.

В централизованных системах источник теплоты — это районные котельные, теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), атомные теплоэлектроцентрали (АТЭЦ) и атомные станции теплоснабжения (АСТ).

В местных системах теплоснабжение обеспечивается котельными, специально построенными для тепличного хозяйства; в индивидуальных системах — теплогенераторами, теплоустановками и т. п. К местным системам теплоснабжения относят также тепловые отходы промышленных предприятий, газокомпрессорных станций, тепловых и атомных электростанций; возобновляемые источники энергии (геотермальная, солнечная и др.).

Мощность систем отопления определяют для условий стационарного ночного режима по разности расчетных температур воздуха (внутренней и наружной, причем последняя берется как средняя многолетняя температура самых холодных суток), а также средней скорости ветра.

В сооружениях защищенного грунта используют водяной, паровой, воздушный, контактно-газовый и комбинированный способы отопления.

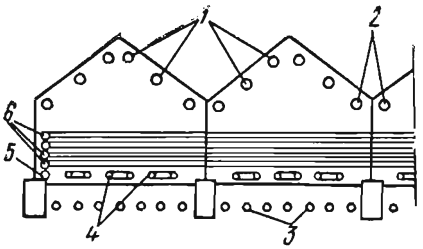


Рис. 25.7. Схема размещения отопительных приборов в теплице:

1 — кровельный обогрев; *2* — подлотковый обогрев; *3* — подпочвенный обогрев; *4* — надпочвенный обогрев; *5* — цокольный обогреве; *6* — торцевой обогрев.

Водяной обогрев. Он позволяет автоматизировать (с целью поддержания в помещении требуемых условий микроклимата) процесс производства и распределения теплоты, удобен для использования термальных вод или сбросовой теплоты предприятий. Система водяного обогрева бывает с естественной и принудительной циркуляцией. Естественную циркуляцию используют в теплицах небольшой площади, где гидравлическое сопротивление течению воды в трубах невелико. При принудительной циркуляции воды, осуществляемой насосами, распределение теплоты в культивационном сооружении более равномерное.

Система водяного обогрева шатра теплиц подразделяется на кровельный, подлотковый, цокольный, торцевой, надпочвенный обогрев (рис. 25.7).

Системы водяного отопления почвы подразделяют на сплошной и контурный обогрев.

На системы кровельного и подлоткового обогрева шатра (рис. 25.8) расходуется 45...60% общего расхода теплоты на обогрев теплиц (в зависимости от температуры наружного воздуха и скорости ветра, а также интенсивности снегопада). Они предназначены для обеспечения требуемого температурного режима теплицы и таяния снега на кровле.

Системы цокольного и торцевого отопления (рис. 25.9) служат для компенсации потерь теплоты через боковые ограждения теплицы. Трубы торцевого обогрева рекомендуется располагать непосредственно на поверхности почвы вдоль цоколя. Мощность цокольного и торцевого отопления колеблется в пределах от 8 до 15% расхода теплоты.

Надпочвенная система обогрева (рис. 25.9) предназначена для создания равномерного поля температуры по площади теплицы в зоне растений. Регистры надпочвенного обогрева присоединяют к системе отопления при помощи гибких шлангов из термостойкой резины. Мощность этой системы отопления составляет 15...25% от общего расхода теплоты на обогрев сооружения.

Из приведенных данных следует, что на систему водяного отопления шатра приходится 80...90% общего расхода теплоты на обогрев теплицы.

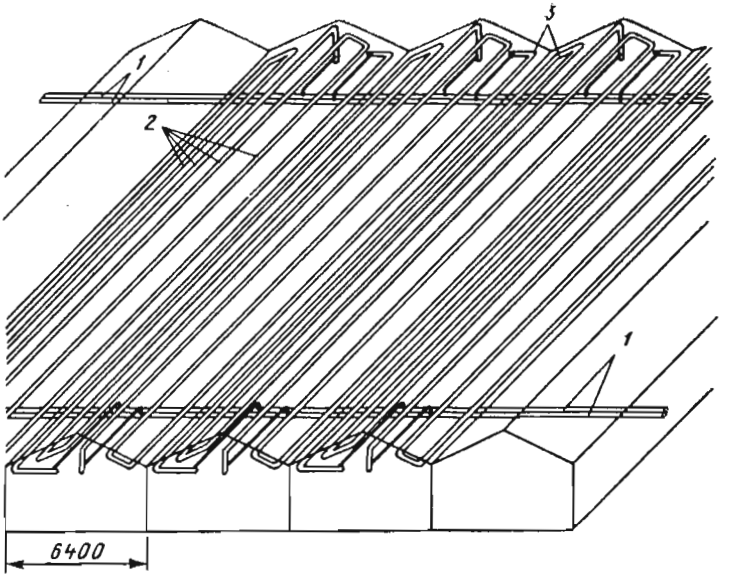


Рис. 25.8. Схема кровельного и подлоткового обогрева:
1 — магистральные трубопроводы; *2* — трубопроводы кровельного обогрева; *3* — трубопроводы подлоткового обогрева.

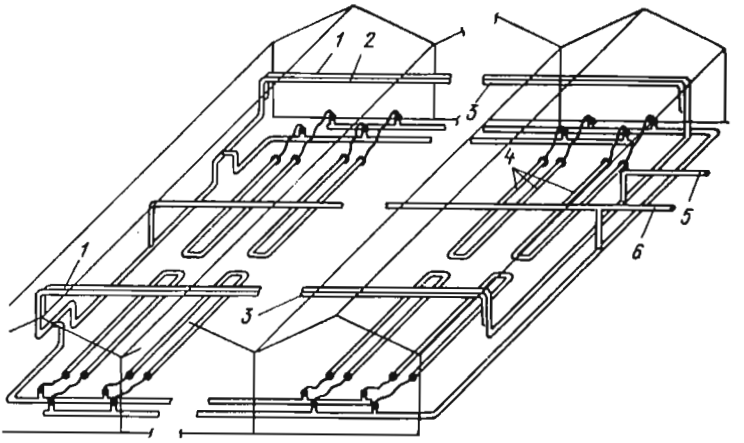


Рис. 25.9. Схема цокольного, торцевого и надпочвенного обогрева:
1, *3* — трубопроводы цокольного обогрева; *2* — магистральный трубопровод водяного отопления; *4* — трубопроводы надпочвенного обогрева; *5* — главный подающий трубопровод от коллектора; *6* — трубопровод возврата воды в коллектор.

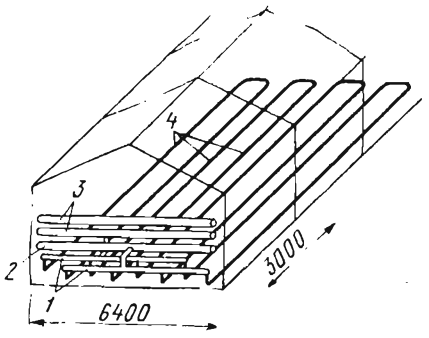


Рис. 25.10. Схема подпочвенного обогрева:

1 — распределительный коллектор; *2* — трубопровод возврата воды; *3* — подающий трубопровод; *4* — полиэтиленовые трубы.

В стеллажных теплицах отопительные трубы размещают также под стеллажами с растениями.

В соответствии с ОНТП-СХ.10—85 в зависимости от вида растений и периода их вегетации температура в корнеобитаемом слое должна быть 18—25 °С. Это в основном обеспечивается системой подпочвенного обогрева (рис. 25.10). Трубы для обогрева почвы должны располагаться равномерно по площади теплицы. Их количество определяется для каждого конкретного случая теплотехническим расчетом. Глубину заложения труб следует принимать не менее 0,4 м от проектной поверхности почвы до верха трубы. В противном случае трудно производить механизированную обработку почвы. Температура теплоносителя в подающем трубопроводе 40...45 °С, в обратном — 30 °С.

При проектировании систем отопления теплиц температуру теплоносителя следует принимать не более 150 °С (СНиП 2.10.04—85). При теплоснабжении от внешнего источника теплоты для систем кровельного, подлоткового, торцевого и контурного обогрева температура теплоносителя (воды) равна 130 °С; для систем подпочвенного обогрева используют обратную воду кровельного и подлоткового обогрева. Для варианта 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.

В системе отопления шатра применяют гладкие стальные или стеклянные трубы, в системе подпочвенного обогрева — пластмассовые или асбоцементные трубы.

Применение стеклянных труб для обогрева шатра теплицы приводит к снижению металлоемкости системы отопления. Они легче металлических и имеют меньшее гидравлическое сопротивление. Стеклянные трубы эффективны при использовании для обогрева теплиц геотермальных вод средней минерализации, так как они по сравнению с металлическими обладают более высокой химической устойчивостью. Уменьшения расхода стальных труб можно добиться с помощью их оребрения, которое рекомендуют сочетать с использованием гладких труб, так

как тепловой поток излучения на почву от оребренных труб ниже, чем от гладких.

Паровой обогрев. Чаще всего пар используют для обеззараживания грунтов — так называемое пропаривание грунтов. Сначала грунт обрабатывают роторным копателем на глубину 30 см. На середину подготовленного участка укладывают пораспределитель — трубу с раструбами. В качестве пораспределителя используют также шланг из пористого материала. Пар под давлением 50 Па подают под поливинилхлоридную пленку, которой укрывают весь грунт. Процесс считается завершенным, когда температура почвы достигает 70 °С (примерно через 10 часов).

Газовый обогрев. По сравнению с водяным газовый обогрев имеет ряд преимуществ: экономятся топливо (15...20%) и металл, отпадает необходимость в дорогостоящих котельных и тепловых сетях, создаются условия для автоматизации управления тепловым режимом. Создание в помещении более высокой температуры дает возможность ввести в эксплуатацию весенние теплицы раньше, чем при водяном обогреве (примерно на 20...30 дней). При сжигании газа непосредственно в воздухе теплицы повышается содержание углекислого газа, что способствует процессу фотосинтеза растений и повышает их урожайность.

Используют три способа сжигания газа непосредственно в теплицах: при помощи теплогенератора, микрофакельных горелок, а также газовых инфракрасных излучателей.

Теплогенераторы с тепловой мощностью 230...460 кВт используют преимущественно в весенних теплицах. Они служат для обогрева и одновременного обогащения воздуха углекислым газом, однако могут работать также в режиме вентиляции помещения теплицы. Продукты сгорания смешиваются с воздухом, и образованную газовоздушную смесь при температуре 60 °С по трубопроводам подают в теплицу. Теплогенераторы большой тепловой мощности, оборудованные водяными теплообменниками, применяют также для отопления зимних теплиц. При этом для почвенного обогрева используют горячую воду, а для обогрева помещения теплицы — смесь продуктов сгорания газа с воздухом.

Для газового обогрева теплиц, а также для подкормки растений используют микрофакельные горелки МОФ-2, ГТУ и ГТУА. Техническая характеристика горелок ГТУ следующая: тепловая мощность горелки — 0,063...0,214 ГДж/ч; расход газа — 1,6...6 м³/ч.

Их размещают равномерно по контуру теплицы на высоте 0,2...0,4 м от поверхности почвы (рис. 25.11). Тем самым созда-

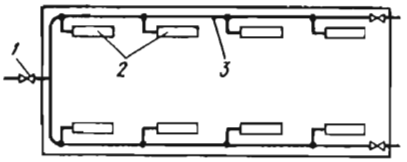


Рис. 25.11. Схема газового обогрева теплиц с применением пламенных диффузионных горелок:

1 — вентиль на подающем газопроводе; *2* — горелки; *3* — газопровод.

ется тепловая завеса вдоль ограждающих конструкций. Горелки тепличные используются также как генераторы углекислоты. Производительность одной горелки по тепловой мощности примерно $30 \cdot 10^3$ Вт, а по углекислому газу — 3,0 м³/ч.

Горелки имеют заградительные щиты, которые предохраняют огневые насадки от попадания на них воды во время полива растений и обеспечивают равномерный подвод вторичного воздуха.

Газовыми горелками можно обеспечить обогрев весенних теплиц. Для зимних теплиц, кроме них, необходим водяной обогрев почвы.

При использовании систем обогрева с сжиганием газа в помещении теплицы необходим дополнительный воздухообмен для предотвращения излишней концентрации окиси углерода и углекислого газа. Вследствие этого система газового обогрева может оказаться экономически неоправданной. В каждом конкретном случае решение следует принимать на основе технико-экономических расчетов.

При применении горелок инфракрасного излучения вследствие высокой температуры излучающей поверхности нагревателя поверхность нагрева отопительной установки может быть небольшой. Для нагрева воздуха рекомендуется конвективный обогрев, а почвы и листьев растений — инфракрасный. В среднем один излучатель на 7...15 м² площади теплицы.

Воздушный обогрев. При данном способе обогрева теплоноситель — воздух, нагреваемый в калорифере или теплогенераторе. Система воздушного обогрева может быть с забором свежего воздуха, т. е. открытой, или с рециркуляцией нагретого воздуха.

Система воздушного отопления теплицы содержит генератор теплоты (калорифер), вентилятор и воздухораспределительное устройство. Распределение воздуха в отапливаемом помещении производят двумя способами. При сосредоточенной подаче нагретый воздух продувается вентилятором внутрь помещения поверх растений. В этом случае трудно обеспечить равномерное распределение теплового потока в культивационном помещении.

При рассредоточенной подаче нагретый воздух поступает из перфорированных полимерных труб. Воздуховоды устанавливают вдоль теплицы на расстоянии 3...4 м один от другого.

Как самостоятельная система отопления воздушный обогрев используется в сезонных теплицах с ограждением из полимерных материалов и в надземных малогабаритных сооружениях с пленочным покрытием.

В теплицах, действующих круглый год, воздушный обогрев принимают как дополнительный источник теплоты в холодный период года для покрытия пиковой тепловой нагрузки.

Комбинированная система отопления. Этой системе отопления присущи технологические преимущества водяной и малая инерционность воздушной системы. При использовании комбинированных воздушных систем мощность воздушного обогрева в среднем составляет: для блочных теплиц — 15...35%, для ангарных — 25...45% общего расхода теплоты на обогрев сооружения. В типовом проекте 810-87 «Блок зимних почвенных теплиц площадью 6 га» предусмотрено распределение теплоотдачи по отдельным элементам шатрового обогрева (в процентах от общей теплоотдачи: кровельный — 24%, подлотковый — 12, цокольный — 8, надпочвенный — 18 и воздушный — 38%). При технологической необходимости возможно включение также подпочвенного обогрева. Для обогрева шатра температура теплоносителя равна 130...70 °С, для подпочвенного — 40...25 °С, для надпочвенного — 70...45 °С. Для воздушного обогрева теплицы используются воздушно-отопительные агрегаты АПВС-110-80, которые располагают в торцах теплицы. На площади в 1 га предусматривают 22 таких агрегата.

Комбинированную систему обогрева применяют также в пленочных теплицах. Так, в типовом проекте 810-94 «Блок пленочных теплиц площадью 1 га для выращивания рассады в открытый грунт» отопление шатра теплицы предполагается воздушно-калориферное или теплогенераторами на жидком топливе. В обоих случаях воздух подается в теплицу при температуре 60 °С по перфорированным пленочным воздуховодам.

Другие источники теплоты. Индивидуальные источники теплоснабжения используют как в качестве дополнительного (резервного) вида обогрева при наличии других способов обогрева теплиц, так и в качестве основного обогрева (при отсутствии источников централизованного теплоснабжения или других источников теплоты, а также при технико-экономической нецелесообразности строительства местных котельных).

Индивидуальными источниками теплоты могут быть теплогенераторы, работающие на жидком и газообразном топливе, газовые отопительные устройства, электрообогреватели, электрические излучатели т. п.

Применение теплогенераторов допускается при соответствующем обосновании только в весенних теплицах, где возможно периодическое отключение теплогенераторов в дневное время и

проветривание, а также при использовании их в качестве резервных источников теплоты. Теплогенераторы, как правило, оборудуются системой регулирования процесса горения топлива.

В тех случаях, когда невозможно обеспечить требуемые санитарными нормами параметры воздушной среды теплицы, в теплицу подают воздух, подогреваемый в калориферах. В качестве воздухоподогревателей в теплицах применяют газовые калориферы типа К-50, К-100, К-350, К-500, а также воздухонагреватели ГПВ-100, ГПВ-350 и ГПВ-500.

25.4. ПРЕДУПРЕЖДЕНИЕ ПЕРЕГРЕВА РАСТЕНИЙ В ТЕПЛИЦАХ

Общие сведения. В солнечные дни температура воздуха в теплицах бывает больше 30 °С, а температура листьев достигает еще более высокого значения при малой относительной влажности в помещении. В современных теплицах с большой степенью освещенности и герметичным остеклением перегрев растений может наступить ранней весной. Это приводит к интенсивной транспирации растений, нарушению плодообразования, снижению урожайности.

На практике применяют три основных способа борьбы с перегревом растений: вентиляцию, затенение и испарительное охлаждение.

Вентиляция теплиц. В теплицах используют естественную вентиляцию при помощи фрамуг и принудительную вентиляцию 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 теплицах фрамуги, кроме того, встраиваются в боковых стенках (рис. 25.12).

В зимних блочных овощных теплицах площадь вентиляционных проемов равна: в районах севернее 60° с. ш. — не менее 10%, в остальных районах не менее 20% общей площади ограждения теплицы; в блочных теплицах, где выращивается рассада для открытого грунта, общую площадь проемов для естественной вентиляции следует принимать в соответствии с требованиями технологии (СНиП 2.10.04—85).

В рассадоовощных пленочных теплицах предусматривают частичное открывание бокового ограждения не более чем на 1,5 м от поверхности почвы и одновременное снятие части пленочного покрытия с центральной зоны.

В тех случаях, когда естественная вентиляция не обеспечивает требуемых параметров внутреннего воздуха, допускается применение сочетания естественной и механической вентиляции.

Затенение теплиц. Для снижения перегрева растений рекомендуют использовать сетчатые воздухопроницаемые полимерные экраны, которые автоматически натягиваются над растениями.

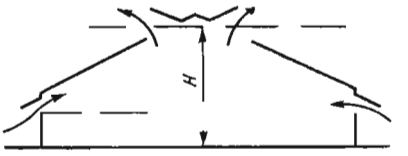


Рис. 25.12. Схема расположения вентиляционных отверстий в ангарных теплицах.

Эффективное средство борьбы с перегревом заключается в применении экранов из полимерных пленок зеленого цвета, которые в силу своих оптических свойств задерживают инфракрасное излучение.

Снижение перегрева растений дает такое простое средство, как дождевание кровли. Его используют для забеливания кровли.

Испарительное охлаждение растений. Для снижения перегрева в теплицах следует предусматривать систему испарительного охлаждения и увлажнения воздуха. Система включает: магистральный трубопровод; насос; распределительные и секционные трубопроводы с распылителями; устройство ручного или автоматического регулирования.

25.5. ПОДКОРМКА РАСТЕНИЙ УГЛЕКИСЛЫМ ГАЗОМ

Вентиляция теплиц должна производиться с учетом подкормки растений углекислым газом.

Наиболее простой способ заключается в подаче углекислого газа из баллонов через редуктор, снижающий его давление, по проложенным по поверхности грунта перфорированным резиновым шлангам. Такой способ обогащения теплицы углекислым газом предусмотрен, в частности, в типовом проекте 810-99.

Более совершенен способ получения углекислого газа путем сжигания природного газа в газогенераторах, которые подразделяют на две подгруппы: генераторы с распределением газа в теплице путем естественной циркуляции (газогенераторы ЭРА-15-Н и УГ-6) и генераторы, оборудованные вентиляторами, при помощи которых углекислый газ перемещается с воздухом принудительно (газогенераторы ГП-7,5 и УУГ-7,5). Газогенераторы с вентилятором служат одновременно и источником теплоты.

При использовании генераторов газа необходимо вести контроль состава воздуха в теплице. Предельно допустимые концентрации (санитарные нормы) следующие: окись углерода — 20 мг/м^3; аммиак — 20; окись азота — 5; сернистый ангидрид — 10; формальдегид — 0,5 мг/м^3.

Простой способ подкормки растений углекислым газом заключается в сжигании пропана в газовых горелках, установленных в теплицах.

Во многих хозяйствах для подкормки растений используют отработавшие газы котельной.

25.6. РАСЧЕТ ТЕПЛИЦ

Для обеспечения микроклимата в культивационном сооружении необходима количественная оценка параметров температурно-влажностного, газового, светового и других режимов, определяющих формирование тепломассообменных процессов в помещении сооружения и в почве.

Для решения этой задачи составляют систему уравнений, описывающих процессы тепломассообмена. При этом теплицу рассматривают как единую энергетическую систему. При теплофизическом расчете культивационных сооружений принимают ряд упрощающих предпосылок:

влиянием продуктов жизнедеятельности растений на влажностный режим в помещении пренебрегают (в ночное время транспирация растений близка к нулю);

экран, образуемый растениями между поверхностью почвы и светопрозрачным ограждением, не влияет на лучистый поток от почвы к ограждению;

за температуру поверхностей принимают усредненные значения;

процессы тепломассообмена в сооружении и вне его считаются стационарными.

Расчет энергетического режима сооружений защищенного грунта выполняют для холодного периода года с целью определения мощности системы отопления.

Тепловой баланс теплицы без учета выпадения на ограждения каких-либо осадков можно описать следующей системой уравнений.

Уравнение теплового баланса для поверхности почвы

$$\Phi_{\text{п}}+\Phi_{\text{тп}}+\Phi_{\text{ак}}+\Phi_{\text{кп}}+k_{\text{п}}\Phi_{\text{рп}}+\Phi_{\text{п}}=0; \qquad (25.4)$$

уравнение теплового баланса для объема сооружения

$$\Phi_{\text{кп}}+\Phi_{\text{кр}}+\Phi_{\text{ка}}+\Phi_{\text{ко}}+(1-K_{\text{п}})(\Phi_{\text{рп}}+\Phi_{\text{по}}+\Phi_{\text{ро}})+\Phi_{\text{в}}=0. \qquad (25.5)$$

уравнение теплового баланса на ограждении

$$\Phi_{\text{ка}}+K_{\text{п}}\Phi_{\text{ро}}+K_{\text{п}}\Phi_{\text{по}}+\Phi_{\text{ак}}+\Phi_{\text{эф}}+\Phi_{\text{ло}}=0. \qquad (25.6)$$

уравнение баланса по влаге для объема сооружения

$$W_{\text{в}}+W_{\text{д}}+W_{\text{к}}+W_{\text{п}}=0. \qquad (25.7)$$

уравнение баланса на поверхности отопительных приборов

$$c_{\text{т}} W_{\text{т}} dt = \frac{\pi d}{A_{\text{пр}}} [\Phi_{\text{кр}}(t) + \Phi_{\text{кп}}(t) + \Phi_{\text{ло}}(t)] dx = 0 \qquad (25.8)$$

где $\Phi_{\text{п}}$, $\Phi_{\text{и}}$, $\Phi_{\text{ка}}$, $\Phi_{\text{в}}$, $\Phi_{\text{к}}$ — тепловые потоки соответственно от почвенного обогрева в теплицах, на испарение, от калориферов воздушного обогрева на нагрев вентиляционного воздуха, от конденсации, Вт/м² площади теплицы; $\Phi_{\text{кп}}$, $\Phi_{\text{кр}}$, $\Phi_{\text{ко}}$, $\Phi_{\text{ок}}$ — конвективные тепловые потоки соответственно на поверхности почвы, от регистров шатрового обогрева, у ограждения, от ограждения наружу, Вт/м²; $\Phi_{\text{рп}}$, $\Phi_{\text{ша}}$, $\Phi_{\text{до}}$, $\Phi_{\text{ро}}$, $\Phi_{\text{эф}}$ — лучистые тепловые потоки соответственно от регистров шатрового обогрева на почву, между почвой и ограждением, с окружающими теплицу сооружениями от регистров шатрового обогрева на ограждение, от ограждения в окружающее пространство, Вт/м²; $\Phi_{\text{д}}$ — тепловой поток аккумулированный почвой, Вт/м²; $\Phi_{\text{гп}}$ — тепловой поток через почву наружу, Вт/м²; $W_{\text{п}}$, $W_{\text{к}}$, $W_{\text{д}}$, $W_{\text{в}}$ — расход влаги соответственно на испарение с поверхности почвы, выделяемой при конденсации на ограждении, вносимой в сооружение дополнительно, удаляемой с вентиляционным воздухом, кг/(с·м²); $c_{\text{т}}$ — удельная теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); $F_{\text{кр}}$ — поверхность регистров шатрового обогрева (боковых, надпочвенных, верхней зоны), м²; t — локальная температура отопительных приборов, °С; $W_{\text{т}}$ — расход теплоносителя, м³/(с·м²); d — наружный диаметр трубопровода, м; $K_{\text{п}}$ — коэффициент, учитывающий поглощение длинноволнового излучения трехатомными газами (для теплиц $K_{\text{п}}=0{,}88$); x — текущая координата рассматриваемого поперечного сечения трубы (расстояние от входного сечения), мм.

Граничные условия для уравнения (25.8): $x=0$, $t=t_{\text{т}}$, где $t_{\text{т}}$ — температура теплоносителя, °С.

Вместо уравнения теплового баланса для внутреннего объема сооружения (25.5) можно применять уравнение теплового баланса для всего сооружения

$$\Phi_{\text{п}}+\Phi_{\text{ак}}+\Phi_{\text{тп}}+\Phi_{\text{ка}}+\Phi_{\text{ш}}+\Phi_{\text{в}}+(\Phi_{\text{ок}}+\Phi_{\text{эф}}+\Phi_{\text{ло}})[1+a(\rho_{\text{н}}-\rho_{\text{в}})]=0, \qquad (25.9)$$

где $\Phi_{\text{ш}}$ — полный (лучистый и конвективный) тепловой поток от трубного шатрового обогрева, Вт/м²; $1+a(\rho_{\text{н}}-\rho_{\text{в}})$ — величина, учитывающая надбавку теплопотерь на инфильтрацию (для теплиц с обычным остеклением $a=1$, для покрытых пленкой $a=0{,}8$); $\rho_{\text{в}}$ и $\rho_{\text{н}}$ — плотность наружного и внутреннего воздуха, кг/м³.

Уравнения (25.5)...(25.9) приведены для общего случая тепломассообмена в сооружениях защищенного грунта. Для конкретных объектов в эти уравнения могут быть внесены соответствующие изменения. Аналитическое решение системы уравнений (25.5)...(25.9) затруднено, и поэтому разработана программа их расчета на ЭВМ.

Мощность системы воздушного отопления весенних пленочных теплиц в первом приближении можно определить по эмпирической формуле, полученной на основе анализа и обобщения теплового баланса весенних теплиц:

$$Q_{\text{от}}=[9{,}72t_{\text{н}}-8{,}25t_{\text{в}}+0{,}003(t_{\text{в}}-t_{\text{н}})t_{\text{н}}+0{,}009(t_{\text{в}}-t_{\text{н}})^2+8{,}75]nmA_{\text{п}}. \qquad (25.10)$$

где n — отношение коэффициента ограждения, равного 1,5, к коэффициенту ограждения проектируемого сооружения; m — поправка на скорость ветра; $A_п$ — площадь почвы, м².

Скорость ветра, м/с	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n	0,82	0,88	1,0	1,07	1,12	1,18	1,23	1,27	1,31	1,35

25.7. АВТОМАТИЧЕСКОЕ УПРАВЛЕНИЕ МИКРОКЛИМАТОМ В ТЕПЛИЦАХ

Автоматическое управление позволяет поддерживать в теплице заданные технологические параметры микроклимата. Кроме того, это дает существенный экономический эффект, так как обеспечивает оптимальные условия выращивания растений при наименьших расходах теплоты на обогрев теплиц.

Основные функции системы автоматического регулирования (САР) заключаются в следующем: автоматическое регулирование температуры воздуха, воды для обогрева почвы и воды для полива и увлажнения; обогащение воздуха углекислым газом; управление осветительными установками; управление фрамугами; дозирование удобрений.

Основной регулируемый параметр — температура воздуха внутри теплицы. При водяной системе отопления ее регулируют изменением температуры теплоносителя (воды), пропускаемого по трубам системы отопления, и управлением при помощи фрамуг естественной вентиляцией.

Гипронисельпромом разработаны две типовые схемы регулирования температуры в теплице, в которых в качестве регулирующего органа используют трехходовой клапан. По первой схеме (рис. 25.13, *а*) циркуляционный насос установлен за трехходовым клапаном; по второй (рис. 25.13, *б*) — на подкачке воды из обратного трубопровода системы обогрева.

Система управления микроклиматом состоит из: комплекта датчиков; устройств регулирования силового электрооборудования; исполнительных механизмов. В теплицах широко используют системы регулирования отечественного производства КТ и УТ-12. Они обеспечивают регулирование отопления и вентиляции.

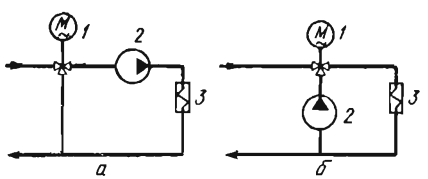


Рис. 25.13. Схема регулирования температуры воздуха в теплице:
1 — смесительный клапан; *2* — насос; *3* — система отопления

Схема системы регулирования и контроля температуры в теплице показана на рисунке 25.14, *а*. В качестве испол-

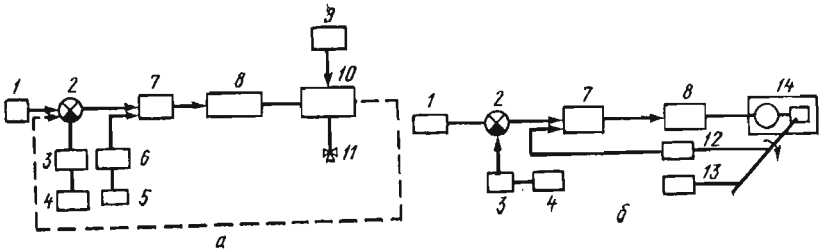


Рис. 25.14. Блок-схема системы автоматического регулирования и контроля температуры воздуха в теплице (*а*) и вентиляции (*б*):

1 — датчик температуры воздуха; *2* — устройство, сравнивающее показания; *3* — датчик температуры воздуха; *4* — реле времени для задания температуры в дневное и ночное время; *5* — датчик ограничения температуры теплоносителя; *6* — измерительный прибор; *7* — электронный регулирующий прибор; *8* — переключатель режима работы; *9* — указатель положения исполнительного механизма; *10* — исполнительный механизм трехходового клапана; *11* — трехходовой смесительный клапан; *12* — датчик ограничения открытия фрамуг; *13* — датчик дистанционного указателя положения фрамуг; *14* — электрический исполнительный механизм с редуктором.

нительных механизмов используют трехходовые клапаны. Реле времени задает уровень ночной и дневной температур.

Блок-схема системы регулирования вентиляции приведена на рисунке 25.14, *б*. В зависимости от значения температуры воздуха устройство автоматически осуществляет открытие и закрытие фрамуг. Кроме автоматического управления температурой, предусмотрено также ручное управление.

Для управления микроклиматом ангарных и блочных теплиц, в том числе пленочных площадью до 3 га, используют также систему УТ12-У3. Она позволяет автоматически регулировать: температуру воздуха, почвы, поливочной воды; режим полива почвы и увлажнения воздуха; концентрацию углекислого газа; концентрацию растворов минеральных удобрений; режим облучения рассады.

Использование микро- и мини-ЭВМ позволяет заметно совершенствовать процесс регулирования микроклимата теплиц. Такая система включает приборное обеспечение (датчики, исполнительные механизмы и т. п.) и программное обеспечение (набор программ управления комплектом машин и технологическим оборудованием теплицы). В тепличных комплексах, построенных в последнее время, используют систему управления микроклиматом на базе ЭВМ типа *GR*10 фирмы «Ван Флиш» (Голландия) или системы фирмы «Индал» (Голландия).

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение сооружениям защищенного грунта и приведите их классификацию. 2. Укажите на наиболее важные конструктивные особенности парников и теплиц. Изложите конструкцию теплиц для выраще-

вания шампиньонов, гидропонных теплиц, пневматических, башенного типа и гидротеплиц. 3. Приведите основные конструктивные и теплофизические характеристики культивационных сооружений и укажите на их количественное значение. 4. Какие применяют способы обогрева культивационных сооружений? Выполните их сравнительный анализ. 5. Какие существуют способы технического обогрева теплиц? Рассмотрите схемы обогрева шатра теплиц, а также отопления почвы. 6. Изложите способы и область применения газового обогрева теплиц. 7. Укажите на отличительные особенности и область применения парового и воздушного обогрева теплиц. 8. Где рекомендуется применять комбинированную систему обогрева? Какова доля мощности воздушного обогрева от общего расхода теплоты на обогрев сооружения? 9. Как осуществляется обогрев сооружений от индивидуальных источников? Какое при этом применяют оборудование? 10. Изложите способы вентиляции теплиц и укажите на их отличительные особенности. 11. Рассмотрите способы подкормки растений углекислым газом. 12. Изложите принципы теплового расчета теплиц. Проанализируйте уравнения (25.4)...(25.9). 13. Укажите на основные способы автоматического управления микроклиматом теплиц и приведите принципиальные схемы систем регулирования отоплением и вентиляцией теплиц.

Глава 26. СУШКА ПРОДУКТОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

26.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Сушкой называют процесс, направленный на уменьшение влажности тел.

Сушка сельскохозяйственных продуктов имеет большое народнохозяйственное значение. Она важное звено в цепи мероприятий, предназначенных для сохранения и улучшения качества зерна, зеленых кормов и других продуктов.

При высокой влажности зерна процессы дыхания и жизнедеятельности проходят интенсивно, в результате чего создаются благоприятные условия для развития микроорганизмов и вредителей зерна.

По данным французских специалистов, из-за повышенной влажности ежегодные потери зерна во всем мире составляют примерно 100 млн т. В Советском Союзе 40...60% свежеубранного зерна требует сушки.

Кроме зерна сушат сено, зеленые корма, картофель, корнеплоды, льняной ворох, льносолому и другие продукты. Как показывают исследования, затраты на сооружение и эксплуатацию сушильных установок оправданы и окупаются в короткий срок.

При сушке по сравнению с силосованием содержание переваримого протеина выше на 15%. Использование сухих кормов позволяет обеспечить более точную дозировку состава кормового рациона. Сухие корма сохраняют свое качество длительное время, благодаря чему их можно потреблять в течение всего стойлового периода.

Задача сушки не ограничивается удалением влаги. Это одновременно и технологический процесс, при котором меняются свойства материалов (структурно-механические, технологические и биологические). Так, при переработке на мельницах сухого зерна увеличивается выход муки и уменьшается расход энергии на ее получение. Такая мука лучше сохраняется. Сушка семенного зерна повышает всхожесть семян.

Уменьшение массы сельскохозяйственных продуктов в результате их сушки приводит к уменьшению транспортных расходов.

В сельском хозяйстве распространены тепловые сушильные установки. В процессе сушки протекают сложные тепломассообменные процессы. Решение задачи об оптимальных условиях сушки материалов требует учета комплекса факторов, а именно: семенных, биологических, технологических, энергетических и др. Знание тепломассообменных явлений, протекающих в процессе сушки, позволяет осуществить ее оптимальный режим.

26.2. ФОРМЫ СВЯЗИ ВЛАГИ С ТЕЛОМ

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.

Принятая классификация форм связи влаги с материалом предложена академиком П. А. Ребиндером. В основу этой классификации положен энергетический принцип, т. е. оценивается количество энергии, необходимой для удаления влаги из данного материала. В соответствии с этой классификацией формы связи делят на три большие группы: химическую, физико-химическую и физико-механическую.

Химическая связь влаги с материалом образуется в результате химической реакции и наиболее прочна. 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 включает следующие формы: адсорбционную и осмотическую.

Адсорбционно связанная влага удерживается на поверхности частиц тела. Для удаления этой влаги необходимо сообщить телу соответствующее количество теплоты. При этом адсорбционно связанная влага испаряется в материале и перемещается к его поверхности в виде пара.

Осмотически связанная влага проникает внутрь коллоидного материала через полупроницаемые оболочки ячеек тела, чем

обусловлено набухание тела. Ей соответствует малая энергия связи. При наличии градиента концентрации осмотически связанная влага диффундирует внутри тела.

Физико-механическая связь влаги с материалом наименее прочна. К ней относят *поверхностную*, т. е. влагу смачивания, и *капиллярную* влагу. Механически связанная влага (иногда называется внешней) 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 др.

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 др.

Независимо от формы связи различают внешнюю и гигроскопическую влагу. Последняя в процессе сушки полностью не удаляется из тела.

26.3. ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЛАЖНЫХ ТЕЛ И АГЕНТОВ СУШКИ

Для правильной организации сушки необходимо знать свойства материала, существенные для процесса: гидромеханические, структурные, технологические и теплофизические.

К гидромеханическим свойствам относится агрегатное состояние материала (твердое, жидкое, пастообразное). В сельскохозяйственном производстве высушиваемый продукт чаще всего представляет собой дисперсный или волокнистый материал (зерновые культуры, травяная масса и т. д.).

Для характеристики структуры сыпучего материала пользуются понятием удельной поверхности и плотности материала.

Удельная поверхность равна отношению поверхности частиц, содержащихся в 1 кг массы, к объему, занимаемому ими. Чем больше удельная поверхность, тем более благоприятные условия для процесса сушки. Для пшеницы удельная поверхность равна 170...175 $м^2/м^3$, а для кукурузы — 80...84 $м^2/м^3$.

Плотность сыпучих материалов зависит от способа загрузки. Плотность зеленых кормов определяется влажностью корма и высотой загрузки. Так, в зависимости от степени влажности

плотность сена в верхних слоях составляет 20...40 кг/м³, а на глубине 12 м — 140...170 кг/м³.

При сушке и активном вентилировании сельскохозяйственных продуктов сушильный агент* должен преодолеть аэродинамическое сопротивление слоя продукта. Последнее зависит от размеров частичек материала и скорости потока. Так, при температуре воздуха 20 °С сопротивление слоя пшеницы высотой 1 м составляет при скорости потока $v=0{,}25$ м/с 120 Па, а при $v=1$ м/с — 1050 Па.

К теплофизическим свойствам влажного материала относят влажность, влагосодержание, теплоемкость, теплопроводность и температуропроводность.

Влажность материала — отношение содержания массы жидкости $m_в$ к единице массы влажного материала.

$$w=\frac{m_в}{m_0+m_в}, \tag{26.1}$$

где m_0 — масса сухого материала, кг. Влажность w имеет размерность кг/кг или %.

Влагосодержание материала — это отношение массы жидкости к массе сухого тела

$$w_{от}=(m_в/m_0)\,100. \tag{26.2}$$

Между влагосодержанием и влажностью тела существует связь

$$w_{от}=w/(1-w). \tag{26.3}$$

В теории сушки для обозначения влагосодержания пользуются величиной u, где $u=0{,}01\,w$.

В процессе сушки не всю влагу удаляют из тела. Обозначим через $w_у$ удаляемую влагу, тогда остаточное влагосодержание $w_к$ будет

$$w_к=w-w_у. \tag{26.4}$$

Концентрация влаги — масса влаги, приходящаяся на единицу объема материала.

Удельная теплоемкость влажного материала равна

$$c_м=\frac{c_0\,(100-w)+c_в\,w}{100}, \tag{26.5}$$

где c_0 и $c_в$ — удельные теплоемкости массы сухого тела и воды. Для зерна пшеницы c_0 колеблется в пределах 0,96...1,55 кДж/(кг·К).

---

* Сушильным агентом называют газ, воспринимающий при сушке влагу из материала. Им могут быть воздух, дымовые газы или смесь дымовых газов с воздухом.

Температуропроводность a связана с теплопроводностью λ и плотностью материала ρ соотношением $a=\lambda/\rho c_м$. Величина $1/a$ характеризует инерционные свойства тела по отношению к перемещению изотермы в процессе теплообмена. Следовательно, от значения a зависит степень нагрева тела. Значение температуропроводности для слоя пшеничного зерна при влажности зерна 12...17% колеблется в пределах от $0{,}78\cdot10^{-7}$ до $1{,}0\cdot10^{-7}$ м²/с. Для массы пшеницы и ржи средней сухости теплопроводность равна $\lambda=0{,}115...0{,}117$ Вт/(м·К).

Коэффициент диффузии влаги в зерне примерно в 200... 300 раз больше, чем температуропроводность. Отсюда следует что степень нагрева зерна намного выше степени отдачи влаги. Это свойство играет немаловажную роль в технологии сушки зерна.

Технологические свойства включают в себя допустимую температуру материала, пожаро- и взрывоопасность, опасность разложения продукта, выделения им ядовитых веществ, пригорания и т. д. Материалы, высушиваемые в сельскохозяйственном производстве, часто термолабильны (чувствительны к воздействию высоких температур), возгораемы, иногда взрывоопасны (мука) и могут выделять вредные вещества в атмосферу (сушка куриного помета).

26.4. РАВНОВЕСИЕ ВЛАЖНОГО МАТЕРИАЛА С СУШИЛЬНЫМ АГЕНТОМ. ИЗОТЕРМЫ СОРБЦИИ И ДЕСОРБЦИИ

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. При этом парциальное давление пара $p_п$ на поверхности тела равно парциальному давлению $p_в$ в воздухе.

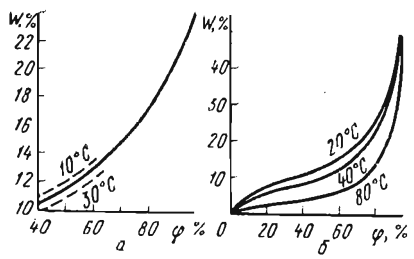


Рис. 26.1. Равновесная влажность в зависимости от относительной влажности и температуры воздуха:
а — зерна пшеницы; б — гравы.

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

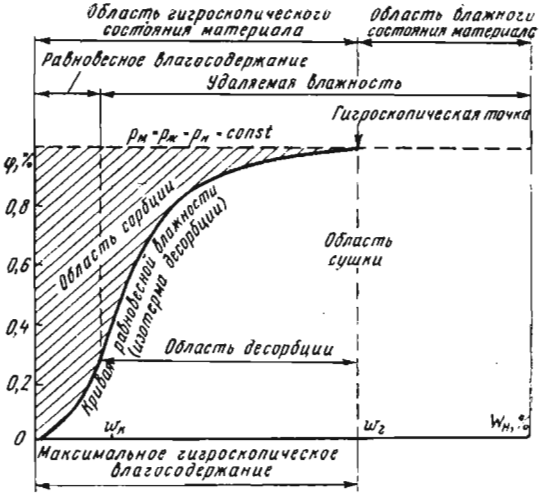


Рис. 26.2. Изотерма десорбции.

$\varphi = 100\%$, называют *гигроскопической влажностью* $w_г$. Поглощение влаги материалом путем сорбции возможно до тех пор, пока не достигнута гигроскопическая влажность.

Влажность $w_г$, соответствующую связанной влаге в материале, которая не может быть достигнута лишь путем десорбции, называют *конечной равновесной влагой*.

Очевидно, что можно построить зависимость между относительной влажностью воздуха и влажностью материала в равновесном состоянии при данной температуре (рис. 26.1). Такую зависимость называют *изотермой сорбции*, если равновесие достигнуто путем сорбции, и *изотермой десорбции*, если равновесие достигнуто десорбцией.

На рисунке 26.2 приведена изотерма десорбции, характерная для капиллярно-пористых тел. Кривая десорбции делит площадь графика на две области: слева расположена область сорбции, справа — десорбции. Ниже кривой десорбции расположена область сушки. Область, простирающаяся от $w = 0$ до $w_г$ — это область гигроскопического состояния материала. Вправо от гигроскопической расположена область влажного состояния материала. Влагу, которую можно удалить в процессе сушки, определяют разностью между влажностью материала w и равновесной влажностью $w_р$, определяемой по кривой десорбции при соответствующем значении φ

$$w_у = w - w_р \qquad (26.6)$$

26.5. КИНЕТИКА ПРОЦЕССА СУШКИ

Под кинетикой сушки понимают изменение во времени τ средних значений влагосодержания $u(\tau)$ и температуры $t(\tau)$. Для анализа кинетики сушки на одном графике совмещают три зависимости: между влагосодержанием материала и продолжительностью процесса сушки $u=f_1(\tau)$, между скоростью сушки и влагосодержанием материала $\frac{du}{d\tau}=f_2(\tau)$ и между температурой и влагосодержанием материала в процессе сушки $T=f_3(\tau)$ (рис. 26.3). Из приведенного графика следует, что весь процесс сушки можно разделить на три стадии: прогрева материала *a*, постоянной скорости сушки *b* и убывающей скорости сушки *c*. Первую стадию называют стадией, или периодом, прогрева 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 прогрева влагосодержание материала изменяется по линейному закону и, следовательно, *скорость сушки*, представляющая собой изменение влагосодержания в единицу времени, будет постоянной. Температура поверхности неизменна, и перепад температуры между материалом и воздухом постоянен. При неизменном значении коэффициента теплообмена интенсивность убыли влаги будет также постоянной во времени.

Стадия постоянной скорости сушки продолжается до определенного значения $u_{к_1}$, называемого *первым критическим влагосодержанием* (точка 1 на рисунке 26.3).

После критической точки *1* следует третья стадия, во время которой скорость сушки падает, достигая нулевого значения, соответствующего равновесному влагосодержанию. В период падающей скорости сушки температура внутри материала растет, однако температура на его поверхности растет быстрее, и поэтому внутри тела возникает градиент температуры, вследствие чего испарение влаги происходит как с геометрической поверхности, так и с глубины тела. Характерная особенность этой стадии — убывание скорости сушки и повышение температуры материала.

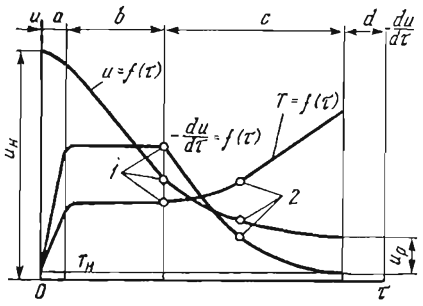


Рис. 26.3. Кривые сушки капиллярно-пористых коллоидных материалов:

a — период прогрева; *b* — период постоянной скорости сушки; *c* — период убывающей скорости сушки; *d* — область равновесного состояния

На графике падающей скорости сушки расположена вто-

рая критическая точка 2, начиная с которой температура тела — линейная функция влагосодержания. До этого критического состояния происходит удаление капиллярной влаги, а в дальнейшем — адсорбционно связанной влаги.

Период постоянной скорости принято называть *первым периодом сушки*, а период падающей скорости — *вторым периодом сушки*. Такое разделение обусловлено тем, что первая стадия сушки незначительная.

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 $\frac{du}{d\tau}=f_2(u)$ характеризует качество протекания процесса сушки. Зависимости $u=f_1(\tau)$ и $T=f_3(\tau)$ позволяют дать количественную оценку этому процессу.

26.6. ТЕПЛОМАССООБМЕН И ИНТЕНСИФИКАЦИЯ СУШКИ

Процесс сушки заключается в перемещении влаги внутри материала, в переходе ее в парообразную форму и диффузии с поверхности тела в окружающую среду. Переход влаги из внутренних слоев к поверхности происходит непрерывно, вследствие чего влажность уменьшается во всем материале. Таким образом, интенсивность процесса сушки зависит от механизма перемещения влаги внутри тела, энергетики испарения и закономерности перемещения влаги с поверхности в окружающую среду. Исследования показывают, что внутри материала перенос происходит молярным путем, в то время как вблизи поверхности тела он протекает в основном молекулярным путем. При сушке горячим воздухом или смесью воздуха с газами температура на поверхности материала выше температуры внутри его. В этом случае градиенты температуры Δt и концентрации Δu имеют противоположное направление, но превалирующая действующая сила — градиент концентрации Δu.

Плотность потока влаги j, кг/м$^2\cdot$с, определяющая количество влаги, которое перемещается за единицу времени через единицу поверхности в направлении нормали к этой поверхности

$$j=a_m\rho_0\Delta u-a^{\tau}{}_m\rho_0\Delta t, \qquad (26.7)$$

где ρ_0 — плотность абсолютного сухого материала; a_m и $a_m{}^{\tau}$ — коэффициенты соответственно диффузии и термодиффузии. Отношение $a_m{}^{\tau}/a_m=\delta$ определяет значение относительного коэффициента термодиффузии.

При расчете плотности потока влаги для сушки сельскохозяйственных продуктов, протекающей при относительно низкой

температуре, вторым членом правой части уравнения (26.7) можно пренебречь.

Интенсивность испарения влаги с поверхности материала определяется разностью парциальных давлений пара на поверхности тела $p_п$ и в окружающей среде $p_с$

$$i_п = \beta_р (p_п - p_с), \tag{26.8}$$

где $\beta_р$ — коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений.

Выражение (26.8), называемое *формулой Дальтона*, отражает массообменное взаимодействие влажного тела с окружающей средой. Оно аналогично формуле Ньютона — Рихмана для плотности потока теплоты при теплоотдаче

$$q = \alpha (t_с - t_п), \tag{26.9}$$

где α — коэффициент теплообмена; $t_с$ и $t_п$ — соответственно температура сушильного агента и поверхности пола.

В общем случае плотность потока теплоты q равна сумме плотностей потоков теплоты конвекцией $q_к$, излучением $q_и$ и теплопроводностью $q_т$.

Формулы Дальтона (26.8) и Ньютона — Рихмана (26.9) применимы только для стационарных процессов влагопереноса (испарение жидкости со свободной поверхности, сушка в период постоянной скорости сушки). Для таких процессов между i и q существует простая зависимость, отражающая закон сохранения энергии $q = ri$, где r — удельная теплота испарения. В таком случае из формул (26.8) и (26.9) следует, что

$$\frac{\alpha}{r} (t_с - t_п) = \beta_р (p_п - p_с). \tag{26.10}$$

Коэффициенты тепло- и массообмена, входящие в уравнение (26.10) определяют из критериальных соотношений.

За единицу времени нагрева тела и испарения влаги соответственно расходуется теплота в количестве

$$(c_0 m_0 + c_в m_в) \frac{dt}{d\tau}; \quad rm \frac{du}{d\tau}, \tag{26.11}$$

где m_0 и $m_в$ — массы тела и влаги; c_0 и $c_в$ — удельные теплоемкости; τ — время. Отношение $m_в/m_0$ равно влагосодержанию u.

Количество теплоты, подведенной в единицу времени к поверхности тела $A_т$, равно $\bar{q} A_т$.

$$\bar{q} = \alpha (t_с - t_п), \tag{26.12}$$

где $\bar{q}$ — средний удельный поток теплоты на единицу поверхности; $t_с$ и $t_п$ — средние значения температуры воздуха и температуры тела.

Тогда, уравнение баланса теплоты для процесса сушки запишется следующим образом

$$qA_{\text{т}} = m_0(c_0 + c_{\text{в}}u)\frac{dt}{d\tau} + rm_0\frac{du}{d\tau}, \qquad (26.13)$$

откуда

$$\alpha(t_{\text{с}} - t_{\text{п}})A_{\text{т}} = m_0(c_0 + c_{\text{в}}u)\frac{dt}{d\tau} + rm_0\frac{du}{d\tau}. \qquad (26.14)$$

Это соотношение называют *уравнением кинетики сушки.*

Если уравнение (26.14) поделить на $A_{\text{т}}$, учитывая, что $m_0 = \rho_0 v$, где v_0 — объем тела, то

$$\alpha(t_{\text{с}} - t_{\text{п}}) = (c_0 + c_{\text{в}}u)\rho_0 R_v\frac{dt}{d\tau} + \rho_0 R_v r\frac{du}{d\tau}, \qquad (26.15)$$

где R_v — отношение объема абсолютно сухого тела V_0 к поверхности $A_{\text{т}}$ влажного тела.

Из уравнения (26.15) следует, что

$$\alpha(t_{\text{с}} - t_{\text{п}}) = \rho_0 R_v r\frac{du}{d\tau}\left(1 + \frac{c}{r}\frac{dt}{du}\right), \qquad (26.16)$$

где $c = c_0 + c_{\text{в}}u$.

Отношение dt/du, называемое *температурным коэффициентом сушки* — важная характеристика кинетики сушки. Оно определяет изменение средней температуры тела при изменении в процессе сушки влагосодержания тела на единицу. Безразмерная величина $\frac{cdt}{rdu}$ представляет собой отношение количества теплоты, идущей на нагрев тела, к количеству теплоты, израсходованной на испарение влаги за бесконечно малый промежуток времени.

Наиболее сложен расчет периода падающей скорости сушки, когда процесс сушки носит нестационарный характер. А. В. Лыковым предложен приближенный метод расчета, хорошо зарекомендовавший себя для различных условий сушки.

В соответствии с этим методом действительную кривую скорости сушки, имеющую сложный вид, заменяют прямой. Тем самым предполагают прямую пропорциональность между скоростью сушки и количеством удаляемой влаги. В этом случае уравнение кривой скорости сушки имеет простой вид

$$-\frac{du}{d\tau} = K(u - u_{\text{р}}), \qquad (26.17)$$

где K — коэффициент сушки, равный тангенсу угла наклона спрямляющей линии периода падающей скорости сушки.

Для расчета процесса сушки в периоды постоянной и падающей скорости пользуются критериальными соотношениями, полученными на основе теории подобия и размерности.

Основные средства интенсификации процесса сушки направлены на повышение коэффициентов теплообмена α и массообмена β_p (26.10), а также коэффициента диффузии влаги в материале a_m (26.7).

С увеличением скорости движения сушильного агента растет интенсивность теплообмена. Однако при сушке таких материалов, как сено или зерно, скорости движения газов ограничены технологическими условиями. Превышение скорости потока приводит к увеличению аэродинамического сопротивления слоя и тем самым к снижению аэродинамических показателей процесса сушки.

Как следует из уравнения (26.9), интенсивность теплообмена зависит от разности температур теплоносителя и поверхности материала $t_c - t_п$. Для этого следует повышать температуру сушильного агента. Однако с повышением значения t_c выше определенного предела ухудшается качество материала (например, вегетативные характеристики зерна).

Эффективное средство интенсификации процесса теплообмена — это увеличение активной площади теплообмена за счет сушки материала во взвешенном состоянии или в «кипящем слое» при подводе теплоты радиационно-конвективным способом.

Коэффициент диффузии зависит от влажности и особенно от температуры материала. Следовательно, надо идти по пути повышения температуры материала без заметного увеличения градиента температуры. В связи с этим рекомендуется предварительно нагревать зерно перед сушкой.

Повышению эффективности сушки содействует также применение автоматических средств управления сушильным комплексом (см. 26.13). При этом достигается значительное сокращение затрат, связанных с эксплуатацией сушильных установок.

26.7. СПОСОБЫ СУШКИ

Большое разнообразие способов сушки, применяемых на практике, основано на двух принципах: удаление влаги из материала без изменения или с изменением его агрегатного состояния.

На первом принципе сушки (обезвоживания) основаны механические и сорбционный способы.

К механическому способу относят фильтрацию, прессование и центрифугирование. Этот способ находит применение, напри-

мер, при выделении соков из плодов и ягод фильтр-прессованием.

При сорбционном способе влажный материал находится в непосредственном контакте с гигроскопическими веществами (хлористый кальций и др.). Сорбционный метод используют для сушки материалов, к которым не применимы термические способы (семена фасоли, сои и др.).

Второй принцип сушки основан на использовании теплоты для испарения и удаления влаги из материала, поэтому его называют *тепловой сушкой.*

В зависимости от способа подвода 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). При этом влажные тела подвергаются воздействию теплоты и пара, находящихся в агенте сушки, т. е. имеет место гигротермическая обработка влажного материала. В сельскохозяйственном производстве этот способ нашел наибольшее распространение.

Кондуктивным называют способ сушки, при котором теплота, необходимая для нагрева влажного материала и испарения жидкости, передается теплопроводностью при непосредственном контакте от нагретой поверхности к телу, подвергаемому сушке. Этот способ ранее применялся в подовых сушилках, где зерно сушилось на горячей кирпичной поверхности (поде). Зерно при этом периодически перемешивали вручную.

Контактный способ сушки используют на крупозаводах в паровых сушилках. В этом случае зерно, движущееся в сушилке, соприкасается с горячей поверхностью труб, внутри которых циркулирует пар. Паровые сушилки используют для сушки фруктов и овощей.

Радиационный способ сушки может быть естественным (солнечными лучами) и искусственным (инфракрасными лучами).

Солнечная сушка имеет ограниченное применение. Для сушки в этих условиях используют площадку из расчета 10...13 м² на 1 т зерна. Зерно размещают слоем в 10...15 см и периодически перемешивают (перелопачивают). 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 электрическим током или газом. Они характеризуются высоким тепловым напряжением. Температура на поверхности излучения достигает 1000...1200 К. В связи с этим во избежание перегрева материала используют прерывистое облучение (импульсная сушка).

Сублимационный способ сушки (молекулярная сушка) применяют в тех случаях, когда необходимо сохранить первоначальные свойства материала. Этот способ применяется для сушки фруктов, мяса, различных биологических препаратов, при глубоком вакууме (1...10 Па), причем механизм переноса теплоты и вещества (пара) становится иным. Вследствие интенсивного испарения большая часть влаги переходит в лед. При подводе к телу теплоты твердая фаза (лед), минуя жидкую, переходит в пар. Удаление влаги происходит путем превращения льда в пар и частично путем испарения переохлажденной жидкости. При этом полностью сохраняется молекулярная структура материала.

Электрический способ или сушка в электрическом поле токов высокой частоты (ТВЧ) заключается в том, что нагрев влажных материалов ТВЧ осуществляется за счет превращения электрической энергии в теплоту. Поля температуры и влагосодержания непосредственно влияют на электрическое поле внутри материала, которое и обусловливает нагрев влажного тела.

Температура зерна, подверженного действию ТВЧ, повышается быстро, и тем самым может быть сокращена длительность сушки. Однако расход энергии при высокочастотной сушке велик (более 3 кВт·ч на 1 кг испаренной влаги), поэтому этот способ не получил практического применения при сушке сельскохозяйственных продуктов.

Комбинированные способы сушки наиболее эффективны: конвективный совместно с кондуктивным, высокочастотным или радиационным; высокочастотный в сочетании с радиационным; сублимационный с радиационным и др.

26.8. КЛАССИФИКАЦИЯ И ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ЗЕРНОСУШИЛОК КОНВЕКТИВНОГО ДЕЙСТВИЯ

Конвективный способ получил наибольшее применение в сельскохозяйственном производстве.

По конструкции сушильной камеры зерносушилки различают на шахтные, барабанные, камерные, пневмотрубные и конвейерные зерносушилки. При этом они могут быть одно- и двухшахтные, одно- и двухбарабанные. Камерные сушилки состоят из нескольких, иногда до десяти и более параллельно работающих камер.

Основные схемы конвективных сушилок приведены на рисунке 26.4.

Сушилки лоткового типа (рис. 26.4, *а*) бывают стационарные или передвижные. Последние могут использоваться для сушки зерна непосредственно в поле у комбайна.

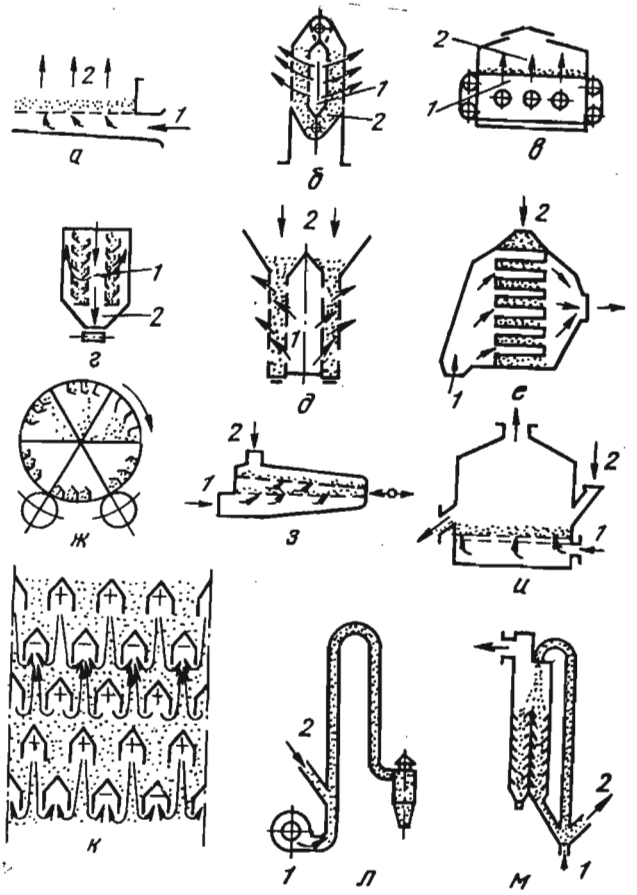


Рис. 26.4. Схемы сушилок конвективного действия:
а — лотковая; *б* — камерная; *в* — конвейерная; *г* — жалюзийная; *д* — колонковая; *е* — шахтная с коробами; *ж* — барабанная; *з* — вибрационная; *и* — «кипящего» типа; *к* — схема движения воздуха в шахте; *л* — трубы-сушилки; *м* — пневмогазовая рециркуляционная; *1* — агент сушки; *2* — материал.

Основной конструктивный элемент сушилок лоткового типа — один или несколько лотков с дном из перфорированного листа. Сушилка оборудована топкой для получения горячих газов и вентилятором.

В камерной сушилке (рис. 26.4, *б*) зерно засыпают в пространство между двумя перфорированными цилиндрами. Направление нагнетаемого горячего сушильного агента показано на рисунке 26.4, *б* стрелками.

Ленточную (конвейерную) сушилку (рис. 26.4, *в*) используют для сушки зерна, овощей, плодов и др. Материал располагают на перфорированной стальной ленте или 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. 26.4, *г, д, е*). Зерно движется сверху вниз под действием собственного веса. Сушильный агент поступает в поперечном направлении. Схема движения воздуха показана на рисунке 26.4, *к*. 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.

В барабанной зерносушилке (рис. 26.4, *ж*) основной конструктивный элемент — наклонный медленно вращающийся барабан (4...9 $мин^{-1}$), в котором имеются лопасти, захватывающие и пересыпающие просушиваемый материал, пронизываемый теплоносителем. Основные характеристики барабанных зерносушилок следующие: снижение влажности за один цикл сушки 5...8%, расход теплоты в среднем 6280 кДж на 1 кг испаренной влаги, температура теплоносителя 150...250 °С. Сушилки используют также для сушки семян трав, зеленой массы клевера и люцерны.

В вибрационных сушилках (рис. 26.4, *з*) перфорированные лотки, расположенные в несколько рядов один над другим, приводятся в колебательное движение. Теплоноситель, подаваемый снизу, пронизывает слои зерна.

При сушке зерна в «кипящем» слое (рис. 26.4, *и*) 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 так называемом 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. 26.4, *л*). Продолжительность сушки за один проход невелика (при высоте трубы в 14 м продолжительность 5...6 с), поэтому снижение влажности незначительно. Для обеспечения требуемого снижения влажности мелкодисперсного материала процесс должен быть неоднократно повторен.

Пневмогазовые сушилки (рис. 26.4, *м*) оборудованы пневматическими трубами с рециркуляцией зерна, что позволяет увеличить длительность процесса сушки. После кратковременного (2...5 с) нагрева 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 нагрева 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 движения теплоносителя меньше скорости движения материала, подлежащего сушке.

В сушилках с «кипящим» слоем скорость движения теплоносителя меньше или равна скорости движения зерна, а в установках с сушкой зерна во взвешенном состоянии она намного выше и изменяется (в зависимости от размеров частиц) от 10 до 30 м/с.

По принципу работы сушилки делят на *периодического* и *непрерывного* действия. В первом случае зерно загружают в рабочую камеру, высушивают без перемещения зерна и по достижении требуемой влажности выгружают. Они бывают с *продольным расположением* (коридорного типа) и с *поперечным расположением* камер (секционно-блочного типа). Во втором случае зерно непрерывно перемещается от места загрузки к месту его выпуска.

По конструктивному исполнению различают *стационарные* и *передвижные* сушилки.

По технологической схеме зерносушилки могут быть *прямоточные* и *рециркуляционные*. В первых сушилках зерно проходит через сушильную камеру один раз. Во вторых имеется устройство для возврата части просушенного зерна и смешивания его со свежим зерном, поступающим на сушку.

26.9. АКТИВНОЕ ВЕНТИЛИРОВАНИЕ

К конвективным способам сушки относится и активное вентилирование, заключающееся в продувании атмосферным воздухом объекта сушки.

Интенсифицировать процесс сушки можно путем подогрева наружного воздуха на 10...12 °С, однако его температура не

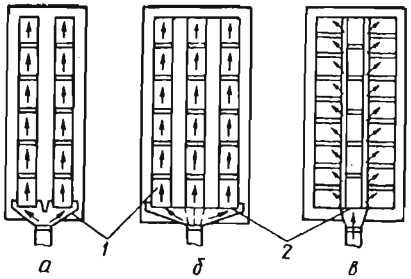


Рис. 26.5. Схема расположения воздухораспределительных решеток:

а — укладка в два ряда; *б* — укладка в три ряда; *в* — сплошная укладка; *1* — решетка; *2* — диффузор.

должна превышать 30...35 °С, так как это приводит к пересушиванию нижних слоев или увеличению удельной подачи воздуха. Для подогрева воздуха целесообразно использовать солнечную энергию.

Для сушки зернобобовых культур удельный расход воздуха составляет 70...1000 м³/(т·ч), для картофеля — 30...150 м³/(т·ч).

Установки для активного вентилирования сельскохозяйственных продуктов бывают стационарные, напольно-переносные и передвижные трубные. В колхозах и совхозах широко распространены напольно-переносные установки. Они состоят из вентилятора, диффузора и воздухораспределительных решеток. Схема расположения решеток показана на рисунке 26.5. Длина воздухопроводящего канала не превышает 9...10 м, а воздухораспределительных — 4 м. Скорость воздуха в воздухораспределительной системе не должна превышать 4...5 м/с.

26.10. СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

Зерносушилки непрерывного действия состоят из следующих элементов: сушильная и охладительная шахты, камера нагрева сырого зерна либо смеси сырого и рециркулируемого зерна; бункера; загрузочного и выпускного устройства; оборудования для подачи сырого и уборки подсушенного зерна; тепловентиляционной системы; оборудования и приборов для контроля и управления процессом сушки.

Сушильные и охладительные шахты имеют прямоугольное сечение. Внутри них горизонтальными рядами расположены пятигранной формы короба. Пространство между ними заполняется зерном. В шахтных прямоточных зерносушилках, как правило, в верхней части шахты находится зона сушки, а в нижней — зона охлаждения. Воздух из подводящего короба проходит через слой зерна и попадает в отводящий короб.

Камеру нагрева применяют в рециркуляционных сушилках для кратковременного нагрева зерна агентом сушки высокой температуры.

Загрузочное и выпускное устройства предназначены для организации равномерного движения зерна по сечению шахты.

Тепловентиляционная система обеспечивает подачу в сушилку необходимого количества агента сушки. Для этой цели в ос-

новном используют центробежные вентиляторы (Ц4-70, Ц9-57, Ц8-18, Ц4-40, Ц4-68, Ц4-76), которые подают агент сушки в сушилку по газо- и воздухопроводам, изготавливаемым из листовой стали.

На практике нашли применение следующие зерносушилки непрерывного действия: стационарные ЗСШ-16, СЗС-8, типа ДСП (ДСП-12, ДСП-16, ДСП-24, ДСП-32), ДЗС-22 и ЗСБ-8 (барабанного типа); передвижные ЗСПЖ-8 и К4-УСА. Используют также рециркуляционные зерносушилки: РД-2×25-70; типа «Целинная» (Целинная-30, Целинная-36, Целинная-50); У2-УЗБ-50, ДСП-32от.

В хозяйствах используются зерносушилки «Пектус» и Т-662, изготовляемые в ГДР.

Схема зерносушилки СЗС-8 (стационарная, производительность — 8 т/ч) приведена на рисунке 26.6. Она состоит из двух шахт, установленных на общей станине, и топки *1*. Каждая шахта имеет нории для загрузки и выгрузки зерна и обслуживается отдельным вентилятором *16*, работающим на всасывание. Каждая шахта имеет две сушильные и две охладительные камеры. Под каждой шахтой расположено выпускное устройство.

Под действием разрежения, создаваемого вентилятором, сушильный агент по трубопроводам через диффузоры *10* поступа-

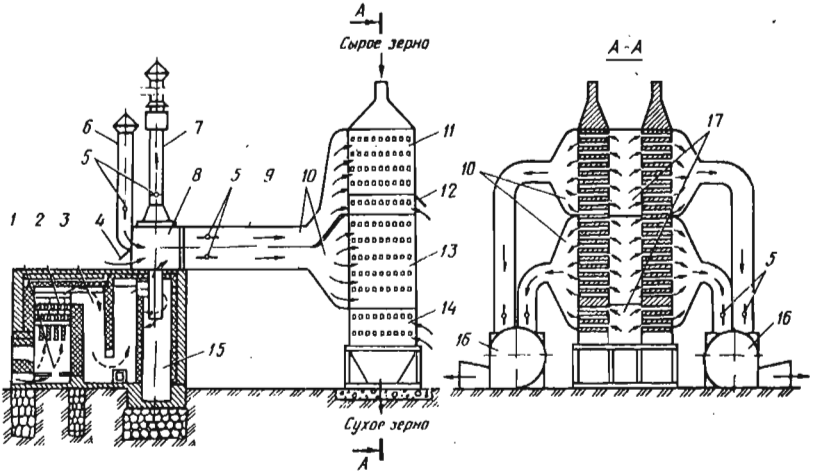


Рис. 26.6. Схема зерносушилки СЗС-8:

1 — топка; *2* — дожигательная насадка; *3* — осадочная камера; *4* — люк для дополнительного впуска воздуха; *5* — заслонка; *6* — патрубок для постоянного впуска воздуха; *7* — дымовая труба; *8* — смесительная камера; *9* — газопровод; *10* — диффузоры; *11* — верхняя сушильная камера; *12* — верхняя охладительная камера; *13* — нижняя сушильная камера; *14* — нижняя охладительная камера; *15* — циклон; *16* — вентиляторы; *17* — распределительные камеры.

ет в верхние и нижние сушильные камеры *11* и *13*. В охладительные камеры *12* и *14* подают холодный воздух. Отработавшие сушильный агент и холодный воздух всасываются вентилятором *16*. Влажное зерно нориями подается в сушильные бункеры. Падая по шахте сверху вниз, зерно проходит верхнюю *11* и нижнюю *13* сушильные камеры и омывается теплоносителем. Между сушильными камерами расположена камера промежуточного охлаждения. Снижение температуры зерна в этой камере интенсифицирует процесс сушки во второй сушильной камере. После камеры окончательного охлаждения зерно поступает к разгрузочным нориям.

Зерносушилки периодического действия камерного типа бывают с продольным расположением камер (коридорные) и с поперечным (секционные). Они предназначены для сушки гибридной и сортовой кукурузы в початках.

Сушка трав в специальных сушильных установках для переработки на витаминную травяную муку обеспечивает наибольшую сохранность питательных веществ и витаминов.

Сушка травы может быть низкотемпературной (температура теплоносителя не превышает 150 ... 155 °С), 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. 26.7). Агрегат работает так.

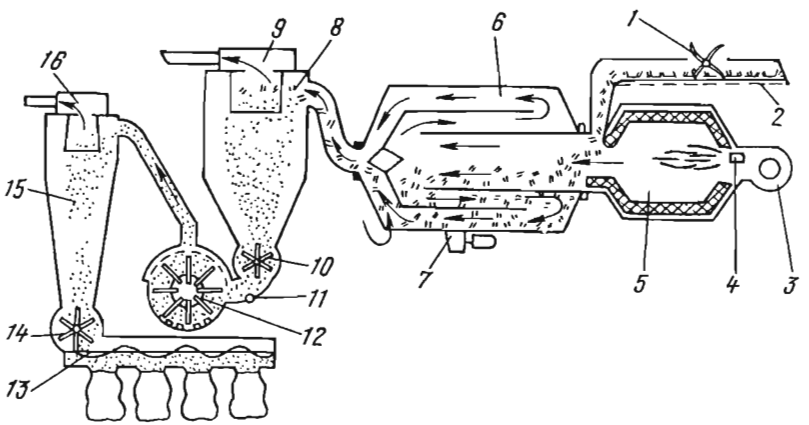


Рис. 26.7. Сушильная установка барабанного типа АВМ-0,4:

1 — питатель; *2* — подающий транспортер; *3* — вентилятор; *4* — форсунка; *5* — камера сгорания; *6* — сушильный барабан; *7* — привод барабана; *8* — циклон; *9* — вентилятор циклона; *10* — дозатор; *11* — отделитель примесей; *12* — мельница; *13* — выгружной шнек; *14* — затвор травяной муки; *15* — циклон травяной муки; *16* — вентилятор циклона травяной муки.

Питателем *1* измельченную траву подают в сушильный барабан *6*, куда поступает теплоноситель, получаемый в камере сгорания *5* от сжигания жидкого топлива. Топливо распыляется форсункой *4*. Температура теплоносителя 410...600 °С. Барабан *6* состоит из трех концентричных цилиндров, через которые последовательно проходит зеленая масса (направление перемещения на рисунке показано стрелками). Из барабана подсушенная трава поступает в циклон *8*, где отделяется от отработавших газов, удаляемых вентилятором *9*. Через трубу газы поступают в окружающую среду. Дозатор *10* подает сухую траву в мельницу *12*, откуда измельченная в муку сухая масса попадает в малый циклон и отделяется от мелкой мучной пыли, выделяемой в окружающую среду через траву, а травяная мука выгружным шнеком *13* подается в мешки.

Агрегат АВМ-0,4 используют также для сушки зерна, водорослей, хвои, ботвы сахарной свеклы.

Промышленностью выпускается улучшенная модификация — АВМ-0,4А. В сельском хозяйстве используют также агрегаты АВМ-0,65; АВМ-1,5А; АВМ-3,0 и АВМ-5.

Для приготовления гранулированной витаминной травяной муки используется комплекс оборудования ВИТАГАМА-1,0, построенный на базе двух агрегатов АВМ-0,4А.

Для сушки зеленых кормов применяют барабанные сушилки типа СЗПБ или пневматические, характеризующиеся большим удельным расходом энергии на сушку и поэтому не нашедшие широкого применения.

В небольших хозяйствах для сушки травы используют ленточные сушилки 2ЛСТ-400, рассчитанные на 1...1,2 т сырой массы травы. Преимущество этих сушилок — простота конструкций и универсальность применения. Для сушки зеленых кормов еще используют конвейерные сушилки.

Для сушки овощей, фруктов, хлопка, шерсти и других сельскохозяйственных материалов чаще всего используют конвейерные (ленточные) сушилки ПКС-20 с общей рабочей поверхностью четырехъярусных ленточных транспортеров 20 м².

26.11. ТЕХНОЛОГИЯ СУШКИ

При наличии продукции, зерносушилки должны работать круглосуточно. Так, рабочее время для стационарных зерносушилок в течение одного месяца должно составить 615 ч, передвижных — 540 ч. Остальное время выделяется на очистку, планово-предупредительный ремонт и т. п.

В первую очередь следует сушить партии с наибольшей влажностью, а также зараженные вредителями хлебных и других запасов. Точно также следует отдать предпочтение сушке

культур менее стойких в хранении (рис, подсолнечник, просо).

Необходимо постоянно наблюдать за температурой агента сушки, не допуская ее отклонения от нормативных значений более чем 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 в 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%, кукурузы 4,5...5,5% и при сушке других культур 6%. При сушке 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, применение высоких температур агента сушки для гречихи улучшает ее пищевые качества — крупа быстрее варится.

На выходе из охладительной камеры температура просушенных семян (продовольственных) не должна превышать температуру окружающего воздуха более чем на 8...10 °С.

26.12. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ КОНВЕКТИВНОЙ СУШКИ

Расчетная схема и принятые обозначения. Большинство сушильных установок, кроме сушильной камеры, оборудованы еще и охладительной камерой.

Расчетная схема непрерывнодействующей конвективной сушилки, работающей на горячем воздухе или смеси топочных газов с воздухом, приведена на рисунке 26.8. Установка состоит из топки (или калорифера), сушильной и охладительной камер.

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.

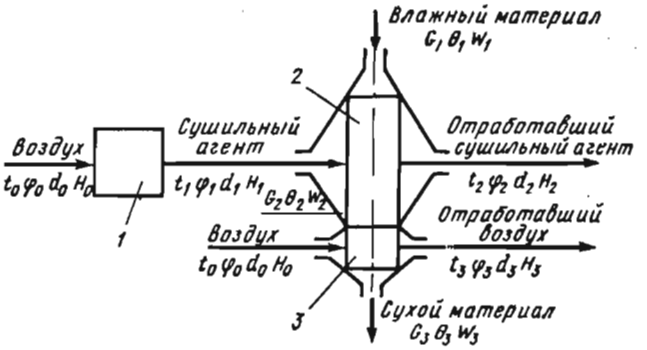


Рис. 26.8. Расчетная схема сушилки конвективного действия.

В охладительную камеру *3* поступает атмосферный воздух. Его параметры после прохождения через камеру *3* равны t_3, φ_3, d_3 и H_3.

Влажный материал в количестве M_1 при температуре θ_1 и влажности w_1 поступает в сушильную камеру. Его параметры после сушильной и охладительной камер соответственно равны M_2, θ_2, w_2 и M_3, θ_3, w_3.

Количество удаляемой влаги. Масса удаляемой влаги равна разности между массой вещества до и после сушки

$$W = M_1 - M_2. \tag{26.18}$$

В процессе сушки масса абсолютно сухого материала M_0 неизменна и, следовательно,

$$M_0 = M_1 \frac{100 - w_1}{100} = M_2 \frac{100 - w_2}{100} = \text{const}. \tag{26.19}$$

отсюда

$$M_2 = M_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2}. \tag{26.20}$$

Подставляя значение M_2 в (26.18), получим

$$W = M_1 - M_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} = M_1 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2}. \tag{26.21}$$

Аналогично можно получить

$$W = M_2 \frac{w_1 - w_2}{100 - w_1}. \tag{26.22}$$

Относительная убыль в массе материала

$$\Upsilon = \frac{M_1 - M_2}{M_1} 100 = \frac{w_1 - w_2}{100 - w_2} 100\ \%. \tag{26.23}$$

Расход сушильного агента. При установившемся режиме сушки количество влаги, поступившей с материалом и с агентом сушки, равно количеству влаги, уносимой из сушильной камеры

$$M_1 \frac{w_1}{100} + L \frac{d_1}{1000} = M_2 \frac{w_2}{100} + L \frac{d_2}{100}, \qquad (26.24)$$

где L — сухая масса агента сушки, кг/с; d_1, d_2 — влагосодержание агента сушки до и после сушильной камеры, г/кг сухого воздуха или газовоздушной смеси.

Из (26.24) следует, что

$$L \frac{d_2 - d_1}{1000} = \frac{M_1 w_1 - M_2 w_2}{100} = W. \qquad (26.25)$$

Таким образом,

$$L = \frac{1000\, W}{d_2 - d_1}. \qquad (26.26)$$

Удельный расход сушильного агента, т. е. расход воздуха или газовоздушной смеси на 1 кг испаренной влаги

$$l = \frac{L}{W} = \frac{1000}{d_2 - d_1}. \qquad (26.27)$$

При использовании в качестве сушильного агента нагретого воздуха $d_1 = d_0$, так как влагосодержание воздуха до и после калорифера одинаково. При сушке смесью воздуха с топочными газами влагосодержание агента сушки возрастает ($d_1 > d_0$) за счет влаги, полученной при сгорании топлива.

Расход теплоты. Количество теплоты, сообщаемой воздуху в калорифере или газовоздушной смеси в смесительной камере, равно произведению количества сушильного агента на разность энтальпии до и после нагревательного устройства

$$Q = L(H_1 - H_0). \qquad (26.28)$$

Удельный расход теплоты (кДж/кг испаренной влаги)

$$q = \frac{Q}{W} = l(H_1 - H_0). \qquad (26.29)$$

В теоретической сушилке нет дополнительных поступлений теплоты в камеру и отсутствуют теплопотери в окружающую среду, поэтому вся теплота сушильного агента расходуется на испарение влаги из материала.

Если начальная температура материала $\theta = 0$, то энтальпия агента сушки не изменяется ($H_1 = H_2$), так как теплота, израсходованная на испарение влаги, компенсируется водяными парами, поступающими из материала. В этом случае

$$H_1 L = H_2 L, \qquad (26.30)$$

а удельный расход теплоты

$$q=l(H_1-H_0)=l(H_2-H_0). \tag{26.31}$$

т. е. количество теплоты, внесенной в сушильную камеру из калорифера или смесителя, равно количеству теплоты, уносимой из сушилки с отработавшим теплоносителем.

В случае, когда температура материала $\theta_1>0$, в сушильную камеру поступает теплота с влагой, испаряемой в процессе сушки, которая равна $c_в\theta_1 W$, где $c_в$ — удельная теплоемкость воды. С учетом этой теплоты уравнение баланса теплоты запишется

$$LH_1+c_в\theta_1 W=LH_2. \tag{26.32}$$

При $\theta_1=0$ оно совпадает с уравнением (26.30).

Учитывая соотношение (26.32), из уравнения (26.28) получим

$$Q+LH_0+c_в\theta_1 W=LH_2. \tag{26.33}$$

Отсюда расход теплоты

$$Q=L(H_2-H_0)-c_в\theta_1 W, \tag{26.34}$$

а удельный расход теплоты

$$q=\frac{Q}{W}=l(H_2-H_0)-c_в\theta_1, \tag{26.35}$$

где $l=L/W$.

Действительный процесс сушки отличается от теоретического следующим.

1. В сушильной камере может находиться источник теплоты (например, поверхность нагревательных труб в паровых сушилках). В этом случае материалу сообщается добавочное количество теплоты $Q_д$. Удельный подвод теплоты

$$q=Q_д/W. \tag{26.36}$$

2. В сушильной камере теплота расходуется на нагрев материала. При начальной температуре материала $\theta_1>0$ это количество теплоты

$$Q_{пр}=M_2c_2(\theta_2-\theta_1), \tag{26.37}$$

откуда

$$q_{пр}=\frac{Q_{пр}}{W}=\frac{M_2}{W}c_2(\theta_2-\theta_1). \tag{26.38}$$

3. Теплота, теряемая через стенки сушильной камеры в окружающую среду

$$Q_{о.ср.}=k_оA(t_{ср}-t_в), \tag{26.39}$$

где $k_о$ — коэффициент теплопередачи от агента сушки в окружающую среду

через ограждения сушильной камеры, Вт/(м²·К); A — суммарная площадь поверхности ограждений сушильной камеры, м²; $t_в$ — температура воздуха в помещении, где установлена сушилка, °С; $t_{ср}$ — среднее значение температуры агента сушки в сушильной камере, °С. Можно принять $t_{ср}=(t_1+t_2)/2$.

С учетом потерь теплоты, когда $\theta_1>0$, уравнение баланса теплоты для сушильной установки имеет вид

$$LH_0+Q+M_2c_2\theta_1+c_в\theta_1W+Q_д=LH_2+M_2c_2\theta_2+Q_{о.ср}. \quad (26.40)$$

Удельный расход теплоты на сушку

$$q=l(H_2-H_0)-q_д-\frac{M_2}{W}c_2\theta_1-c_в\theta_1+\frac{M_2}{W}c_2\theta_2+q_{о.ср}. \quad (26.41)$$

С учетом уравнения (26.38) можем записать

$$q=l(H_2-H_0)-[(c_в\theta_1+q_д)-(q_{пр}+q_{о.ср})]. \quad (26.42)$$

Уравнение (26.42) записывают следующим образом

$$q=l(H_2-H_0)-\Delta, \quad (26.43)$$

где $\Delta=(c_в\theta_1+q_д)-(q_{пр}+q_{о.ср})$.

Охлаждение материала. Расчет процесса охлаждения во многом аналогичен расчету процесса сушки.

Составим уравнение баланса влаги для охладительной камеры.

Обозначим через L_x расход сухого воздуха для охладительной камеры. Из расчетной схемы, показанной на рисунке 26.8 следует, что

$$M_2\frac{w_2}{100}+L_x\frac{d_0}{1000}=M_3\frac{w_3}{100}+L_x\frac{d_3}{1000}, \quad (26.44)$$

откуда

$$M_2\frac{w_2}{100}-M_3\frac{w_3}{100}=L_x\frac{d_3-d_0}{1000}. \quad (26.45)$$

Левая часть этого уравнения определяет количество влаги W_x, отбираемой из материала в процессе его охлаждения

$$M_2\frac{w_2}{100}-M_3\frac{w_3}{100}=W_x. \quad (26.46)$$

Отсюда следует, что

$$W_x=L_x\frac{d_3-d_0}{1000}. \quad (26.47)$$

Расход сухого воздуха

$$L_x=\frac{1000\,W_x}{d_3-d_0}.$$

Удельный расход сухого воздуха (кг сухого воздуха на кг испаренной влаги в охладительной камере)

$$l_x = \frac{L_x}{W_x} = \frac{1000}{d_3 - d_0}. \qquad (26.48)$$

Уравнение баланса влаги следует дополнить уравнением баланса теплоты.

В охладительную камеру с наружным воздухом вносится $L_x H_0$ теплоты, а с влагой материала, которая затем испаряется в камере, — $c_в \theta_2 W_x$, где $c_в$ — теплоемкость воды.

Количество теплоты, отдаваемое материалом

$$Q_{пр_x} = M_3 c_3 (\theta_2 - \theta_3). \qquad (26.49)$$

где c_3 — теплоемкость материала, кДж/кг·К.

Отработавшим воздухом из охладительной камеры уносится LH_3 теплоты.

Потери теплоты в окружающую среду через поверхность стенок охладительной камеры определяют по формуле, аналогичной (26.39)

$$Q_{о.ср_x} = A_x k_x (\theta_{ср} - t_в), \qquad (26.50)$$

где A_x — площадь стенок охладительной камеры, м²; k_x — коэффициент теплопередачи через стенки камеры, Вт/(м²·К); $\theta_{ср} = (\theta_2 + \theta_3)/2$ — средняя температура охлаждаемого материала, °С; $t_в$ — температура в помещении, где находится сушильная установка, °С.

Следовательно, уравнение теплового баланса для охладительной камеры имеет вид

$$L_x H_0 + c_в \theta_2 W + M_3 c_3 (\theta_2 - \theta_3) = L_x H_3 + Q_{о.ср_x}. \qquad (26.51)$$

Запишем уравнение (26.51) для 1 кг испаренной влаги

$$l_x H_0 + c_в \theta_2 + \frac{M_3}{W_x} c_3 (\theta_2 - \theta_3) = l_x H_3 + q_{о.ср_x}. \qquad (26.52)$$

Отсюда удельный расход сухого воздуха в охладительной камере

$$l_x = \frac{c_в \theta_2 + q_{пр_x} - q_{о.ср_x}}{H_3 - H_0}. \qquad (26.53)$$

Расчет процесса сушки выполняют также графически при помощи Hd-диаграммы влажного воздуха.

Тепловой КПД сушильной установки. Коэффициент полезного действия сушильной установки равен отношению полезно использованной теплоты $Q_{пол}$ к фактически затраченной $Q_р$.

Теплота, полезно используемая на испарение влаги

$$Q_{пол} = W_{об} r, \qquad (26.54)$$

где $W_{об}$ — общее количество влаги, испаренной в сушильной и охладительной камерах; r — теплота парообразования, которую определяют по средней температуре материала в сушильной и охладительной камерах.

Расход теплоты в сушильной установке при сушке топочными газами

$$Q_т = BQ^р_н, \tag{26.55}$$

где B — расход топлива.

Тепловой КПД сушильной установки при сушке топочными газами

$$\eta = \frac{W_{об} r}{BQ^р_н}. \tag{26.56}$$

Для зерносушилок он составляет примерно 0,5.

26.13. КОНТРОЛЬ И РЕГУЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СУШКИ

Задача контроля и регулирования работы оборудования и процесса сушки — это обеспечение максимальной производительности зерносушилки, качества и эффективности сушки. Для этого установку оснащают соответствующей измерительной аппаратурой. Температуру и влажность зерна контролируют до и после сушки. Уровень зерна в над- и подсушильных бункерах контролируют при помощи датчиков уровня. Производительность сушилки регулируют специальным выпускным механизмом, расположенным под охладительной камерой.

Температуру агента сушки контролируют в диффузорах вентиляторов перед газонапорной камерой каждой ступени.

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 расход агента сушки и воздуха. Это осуществляют при помощи задвижек, установленных у каждого вентилятора.

Непрерывно, каждые 2 ч, контролируют качество зерна. При этом образцы зерна для анализов берут из тех же мест, что и образцы для определения влажности.

На практике используют три степени автоматизации сушильных установок.

Первая — это частичная автоматизация. Для шахтной прямоточной зерносушилки промышленность выпускает систему автоматизации, которая предусматривает автоматический запуск зерносушилки, поддержание заданной температуры по зонам сушки (в первой зоне температура поддерживается изменением подсоса наружного воздуха, во второй зоне — измене-

нием подачи топлива в форсунку), поддержание постоянного давления топлива в магистрали, автоматический контроль наличия факела.

Вторая — предусматривает дистанционное автоматизированное управление (ДАУ) процессом сушки. Эта система автоматически управляет процессом сушки по трем параметрам: температуре агента сушки $t_{a,c}$, предельно допустимой температуре нагрева θ_{max} и влажности $w_к$ зерна.

Третья — это комплексная автоматизация процесса сушки с применением средств вычислительной техники.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют сушкой? Укажите на способы сушки и выполните их сравнительный анализ. 2. Какие существуют формы связи влаги с телом? Как подразделяются влажные тела в зависимости от преобладающей формы связи влаги с материалом? 3. Дайте определение влажности и влагосодержания материала. Укажите на основные структурные и теплофизические характеристики влажных тел. 4. Что такое равновесное состояние влажного тела? Раскройте особенности кривых сорбции и десорбции. Укажите на области гигроскопического, влажного и т. д. состояния материала. 5. Проанализируйте кинетику процесса сушки. 6. Изложите тепломассообменные закономерности в процессе сушки. Получите уравнение кинетики сушки для периода постоянной скорости сушки. Как решают задачу определения продолжительности сушки? 7. Дайте классификацию зерносушилок конвективного действия. Выполните сравнительный анализ различных схем сушилок. 8. Какие способы активного вентилирования материала применяют в сельском хозяйстве? Приведите схемы напольно-переносных установок. 9. Дайте описание зерносушилки СЗС, а также агрегата АВМ-0,4. 10. Изложите основные особенности технологии сушки сельскохозяйственных продуктов. 11. Изложите основные принципы теплового расчета процесса сушки. 12. Как производится контроль за работой сушильной установки и какие применяются способы автоматического регулирования процесса сушки?

Глава 27. ХРАНЕНИЕ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ПРОДУКТОВ

27.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В условиях нашей страны сезон сбора и получения в свежем виде абсолютного большинства овощей и плодов непродолжителен — примерно 3...4 месяца. Круглогодовое снабжение населения свежими овощами, картофелем и плодами возможно при правильной организации их хранения.

Условия хранения главным образом определяются температурой, влажностью, а также составом среды, в которой находятся продукты. Для каждого вида овощей и плодов существуют наиболее благоприятные значения этих факторов. Продовольст-

венный картофель хранят при температуре 2...4 °С, картофель, предназначенный для переработки, а также семенной картофель — при 3...5, корнеплоды — при температуре 0,5...+1, капусту — примерно при 2...—1, а лук — в пределах 0...3, для лука-севка и лука-выборка в начале хранения поддерживают температуру выше 17 (теплый период хранения), а с наступлением устойчивых морозов — 0...3 (холодный период хранения), при хранении моркови температура должна быть 0...1 °С. Имеет также значение скорость, с которой достигается ся требуемая температура хранения, так называемый темп охлаждения.

Условия охлаждения во многом зависят от влажности воздуха в помещении. Для картофеля, корнеплодов и капусты относительная влажность воздуха должна быть 80...95%, для лука не должна превышать 60...70, для моркови — 90...95%. Основные параметры хранения регламентированы ОНТП 6—88.

27.2. ТИПЫ ХРАНИЛИЩ, ИХ ХАРАКТЕРИСТИКА

Простейшие временные хранилища. Широкое распространение для хранения картофеля и овощей получили *бурты*. Они бывают наземные и углубленные. В последнем случае их основание расположено на 0,2...0,5 м ниже поверхности земли (иногда 0,6...0,7 и даже 1 м). Ширина бурта для картофеля составляет 2,0...2,5 м, для капусты — 1,5, моркови — не более 1, длина — 15...20 м. В северных и восточных районах бурты имеют ширину 3,0...3,5 м, а в южных — 1,0...1,5 м.

Бурты на площадках располагают в два, три и более рядов. Расстояние между буртами — не менее 4 м, между рядами для проезда транспорта не менее 9 м.

Бурты укрывают соломой (реже опилками, торфом) и землей. Толщина укрытия зависит главным образом от климатических условий. Схема бурта приведена на рисунке 27.1.

Способ хранения в буртах имеет недостатки. Изменение температуры в бурте зависит от степени утепления (укрытия) и температуры наружного воздуха. Весной, с наступлением теплой погоды, происходит заметное прогревание буртов и повышение температуры в массе продукта, в особенности в верхней части.

В зимнее время невозможно контролировать качество продукции и вести при необходимости ее переработку. Закладка буртов требует больших затрат времени, а потери при хранении продуктов в них могут достигать 10...35%.

Траншеи — это каналы, поэтому вся продукция находится в почве. Форма траншей в поперечном сечении может быть прямоугольной (для плотных почв) или суженной у основания (для сыпучих почв). Глубина траншей зависит от климатических

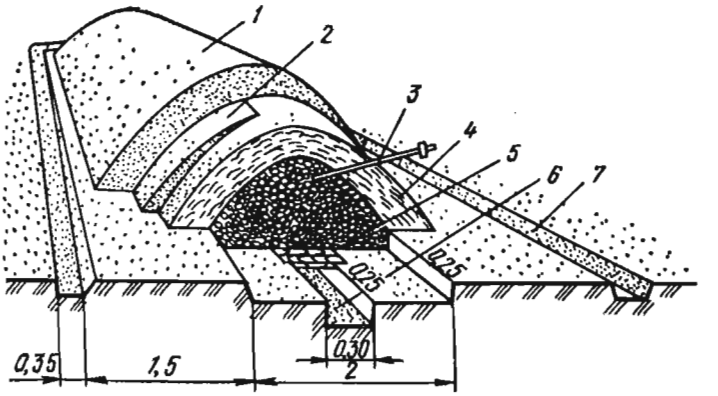


Рис. 27.1. Схема бурта с приточно-вытяжной вентиляцией:

1 — окончательное укрытие бурта землей; *2* — первое укрытие бурта землей; *3* — трубка с термометром; *4* — солома; *5* — картофель; *6* — вентиляционный канал с решетками; *7* — канава для стока воды.

условий. В южных районах, Крыму, Средней Азии она равна 0,4 м, в Сибири, на Урале и на Севере — 1,5 м. Ширина траншеи — 1 м, длина обычно не превышает 10...15 м, но в отдельных случаях достигает 30...40 м.

Траншеи используют главным образом для хранения картофеля. Капусту в траншеях хранят редко. При хранении в траншее моркови применяют пескование.

Если при хранении в буртах самая низкая температура бывает у основания, то в траншеях — в верхних слоях. Для наблюдения за температурой в бурте или траншее в деревянных трубах устанавливают специальные буртовые термометры.

Морковь хранят в деревянных ящиках вместимостью до 30 кг, пересыпая ее песком. Свеклу рекомендуют укладывать в таре вместимостью до 50 кг.

Бурты и траншеи оборудуют вентиляционными устройствами. На рисунке 27.2 приведены схемы применяемых способов вентиляции буртов и траншей.

Наиболее простой способ — устройство вдоль бурта или траншеи посредине дна деревянных приточных каналов размером 0,2×0,2 м, верхняя часть которых решетчатая *2*.

Более целесообразно сочетать приточный канал с вытяжным *3* для удаления вентиляционного воздуха. При этом вытяжные трубы выступают над укрытием примерно на 0,5 м. Расстояние между ними для бурта (траншеи) с картофелем 4...5 м.

Применяют также горизонтальные вытяжные каналы *4*.

Хранение капусты и моркови требует более интенсивной вентиляции из-за большего, по сравнению с картофелем, выделения

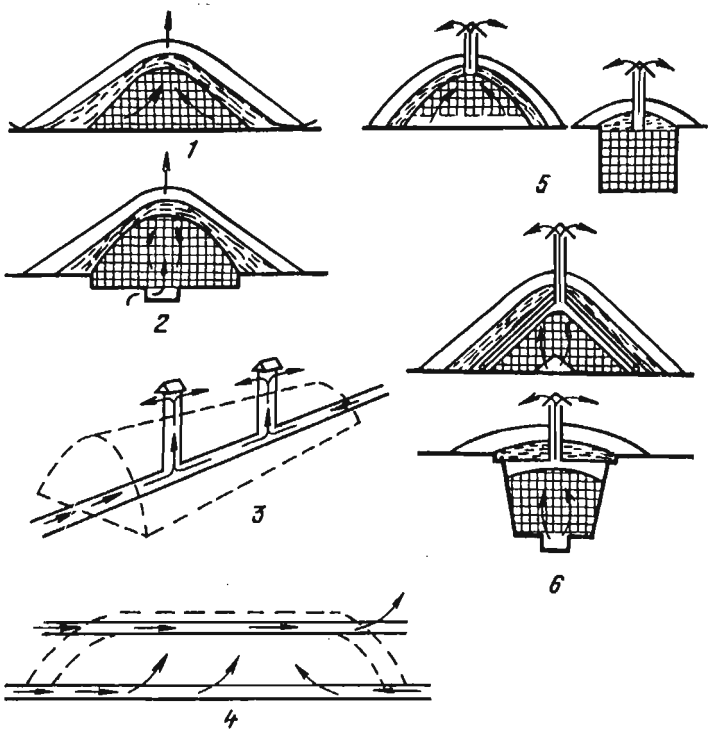


Рис. 27.2. Схема вентиляции буртов и траншей:

1 — «глухой бурт»; *2* — бурт с приточными каналами; *3* — бурт с приточными и вертикальными вытяжными каналами; *4* — бурт с горизонтальным гребневым каналом; *5* — бурт на приподнятом настиле и траншея с охлаждаемым дном; *6* — бурт и траншея с воздушной рубашкой.

влаги и теплоты. Для этого рекомендуют продукцию укладывать на приподнятом над грунтом решетчатом настиле, чтобы под ней образовалась большая вентиляционная полость (рис. 27.2, *5*). Для повышения воздухообмена между штабелем продукции и укрытием устраивают воздушные полости (рис. 27.2, *6*). В холодное время приточные и вытяжные вентиляционные каналы закрывают.

Наиболее эффективна активная вентиляция буртов. Ее осуществляют периодически при помощи вентиляторов тракторных опрыскивателей ОВТ-1, ОШУ-50 при работе трактора на малых оборотах. Активную или естественную вентиляцию буртов проводят только в дни, когда температура наружного воздуха не ниже 0 °С.

Капитальные хранилища. Новые типовые проекты комплексов для хранения картофеля и овощей, разработанные Гипро-

нисельпромом, предусматривают их строительство из сборных железобетонных конструкций заводской готовности (шифр 813) и легких металлических конструкций (шифр 701).

Основа компановочных 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 м², а модуль обработки, включающий цех по сортировке и расфасовке продукции и административно-бытовые помещения, — 24×36 м². При установке воздухоохладителей длину секции принимают 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 м, капусты и моркови — 3,6 м. В зависимости от вместительности комплекса секции располагают по одну сторону коридора или по обе стороны. В типовых проектах предусмотрено строительство комплексов в районах с расчетной температурой наружного воздуха —20, —30 и —40 °С.

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-ЛВ 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 комплексов для семенного и продовольственного картофеля приведены на рисунке 27.3.

Вместимость хранилищ составляет 1000...10 000 т. Поэтому возросли требования к обеспечению требуемого микроклимата во всех секциях хранилищ.

27.3. СПОСОБЫ И РЕЖИМЫ ХРАНЕНИЯ

Картофель и овощи в хранилищах содержат в закромах, навалом, в секциях, контейнерах и ящиках.

Хранение продукции в закромах в новых хранилищах не предусматривают, так как оно характеризуется низким коэффициентом использования объема здания.

Широкое распространение получил контейнерный способ хранения. В этом случае микроклимат обеспечивается за счет общеобъемной вентиляции с подачей воздуха в верхнюю зону хранилищ и принудительным отсосом воздуха. Разрабатываются контейнеры и системы вентиляции, позволяющие подавать воздух в каждый контейнер.

а
39000
6000
9000
12200
12000
127000
i=5%
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
б
42м
28500
40,5м
15
16
17
18
19
20
21
22
24
25
б
92м
56000
33м
0,4м
400

При хранении продукции навалом используют систему активной вентиляции.

Кроме того, различают специализированные хранилища, предназначенные для хранения одного вида продукции, и комбинированные — для хранения в одном здании различных видов продукции.

Процесс хранения картофеля делят на три периода: лечебный, охлаждение и хранение. Лечебный период для картофеля проводят в течение 15...20 дней. Скорость движения воздуха в межклубневом пространстве не должна превышать 0,5 м/с.

При хранении капусты предусматривают два периода — охлаждение и хранение. Первый период должен быть по возможности более коротким.

Режим хранения лука подразделяется на три периода: сушку и прогрев, охлаждение и хранение. Продолжительность сушки не превышает 72 ч. Лук-севок, лук-выборок и лук-матку после просушивания прогревают в течение 8...12 ч при температуре +45 °С, что предотвращает его от заболевания шейковой гнилью.

После прогрева лук-севок и лук-выборок 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-севок и лук-выборок — при температуре +20...+25 °С.

27.4. ВЕНТИЛИРОВАНИЕ ХРАНИЛИЩ

В хранилищах используют один из следующих видов вентиляции: естественную, принудительную или активную (рис. 27.4).

Естественная вентиляция (рис. 27.4, *а*) обеспечивается за счет разности плотности нагретого в хранилище и холодного наружного воздуха. Интенсивность воздухообмена можно регулировать высотой вытяжной трубы *3*. Естественную вентиляцию применяют в небольших хранилищах.

Рис. 27.3. Планировочные решения картофелехранилищ:

а — вместимостью 2,5 тыс. т; *б* — то же 1,8 тыс. т; *в* — 10 тыс. т; *1* — блок хранения и товарной обработки; *2* — вентиляционная шахта; *3* — схемы расположения подпольных вентиляционных каналов; *4* — блок подсобно-вспомогательных помещений; *5* — подсобное помещение; *6* — санузел; *7* — служебное помещение с комнатой для приема пищи; *8* — экспедиция; *9* — конвейер; *10* — сортировочная; *11* — приемное отделение; *12* — схема расположения плит перекрытия; *13* — схема расположения ригелей перекрытия; *14* — отсек (закром); *15* — приточный вентиляционный канал; *16* — платформа; *17* — секция для хранения картофеля в контейнерах; *18* — секция для хранения картофеля насыпью; *19* — распределительный воздуховод; *20* — рециркуляционный воздуховод; *21* — магистральный воздуховод; *22* — вентиляционная камера; *23* — холодильная установка; *24* — навес.

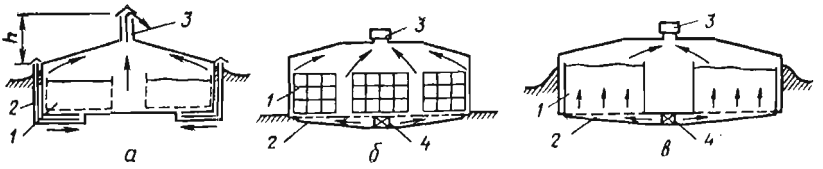


Рис. 27.4. Системы вентиляции хранилища:

а — естественная; *б* — принудительная; *в* — активное вентилирование; *1* — продукция; *2* — приточные каналы; *3* — вытяжные каналы; *4* — вентилятор.

Отличительной особенностью принудительной вентиляции (рис. 27.4, *б*) является то, что воздух поступает в хранилище под напором, развиваемым вентиляторами *4*. Удаление воздуха происходит через вытяжные каналы *3*. Данная система имеет ряд преимуществ перед естественной вентиляцией, так как позволяет более эффективно регулировать подачу вентилируемого воздуха. Ее применяют в хранилищах средней и большой вместимости.

Наиболее совершенно активное вентилирование (рис. 27.4, *в*), при котором воздух, нагнетаемый вентиляторами *4* омывает всю продукцию. Этот способ в основном применяется для вентилирования закромных хранилищ.

С помощью активной вентиляции регулируют процесс тепломассообмена в массе продукции. Помещение вентилируют не менее 4...5 раз в сутки по 15...20 минут. При сушке лука воздух подают подогретым. В весенний период активную вентиляцию используют для охлаждения плодов и овощей.

Для средней полосы страны в осенний период, когда необходимо охладить и обсушить картофель, рекомендуют подавать 50...70 м³/ч воздуха, а иногда и больше на 1 т клубней, в зимний период — 20...30 м³/ч. При хранении капусты подают примерно 100 м³/ч на 1 т, при сушке и термической обработке лука — не менее 200 м³/ч на 1 т, а при хранении — около 50 м³/ч воздуха.

Скорость потока воздуха в насыпи картофеля и овощей должна колебаться в пределах 0,1...0,5 м/с.

При контейнерном хранении воздух подают внутрь штабеля по воздуховодам *2* и гибким шлангам *3* (рис. 27.5, *а*). Контейнеры устанавливают так, чтобы внутри штабеля образовывались колодцы, куда опускают брезентовые шланги *3*. Воздух выходит из штабеля по щелям между контейнерами. Кроме того, применяют способ подачи воздуха в штабель от бокового магистрального воздуховода (рис. 27.5, *б*).

Скорость воздуха в магистральных каналах и приточных шахтах должна находиться в пределах 5...10 м/с, в воздухо-

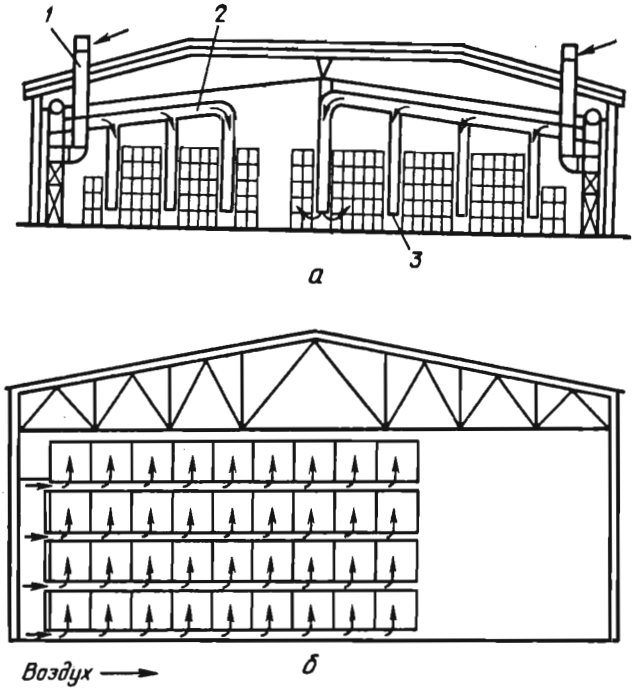


Рис. 27.5. Схема подачи воздуха при хранении продукции в контейнерах:

а — по воздуховодам и распределительным шлангам; *б* — по свободному пространству поддонов; *1* — приточная шахта; *2* — воздуховод; *3* — шланги.

раздающих 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 см², капусты — 50 и лука — 150 см².

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 типа «Туман», смачиванием вентиляционных каналов водой, форсунками мелкодисперсного распыла воды.

27.5. ХРАНЕНИЕ В РЕГУЛИРУЕМОЙ ГАЗОВОЙ СРЕДЕ

Хранение фруктов в камерах с регулируемой газовой средой — новое, прогрессивное направление. Для этого используют герметизированные камеры, специальное оборудова-

ние, обеспечивающее поддержание необходимого газового режима. При хранении в камере с регулируемой средой по сравнению с хранением в холодильной камере с обычным атмосферным воздухом выход продукции выше.

Камеры с регулируемой газовой средой бывают двух типов: с внутренней генерацией газовых смесей, когда требуемый состав среды достигается вследствие жизнедеятельности плодов, т. е. естественным путем; с внешней генерацией газовых смесей. В этом случае оптимальный газовый состав обеспечивают искусственно при помощи специальных генераторов газа.

В камерах первого типа максимально возможно загружают ее объем продукцией. Нормальным считается удельный объем 3,5...4 м³ на 1 т продукции.

Камеры с внутренней генерацией могут работать в двух режимах — с нормальным и субнормальным составом газовой среды. В первом случае в результате дыхания плодов содержание углекислого газа 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 дистанционно. Для поддержания требуемых температурно-влажностных условий применяют воздухоохладительные установки.

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, что способствует увеличению сроков хранения фруктов.

27.6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ХРАНИЛИЩ

Мощность теплового потока Φ_0, Вт, который необходимо отвести из хранилища в теплый период года, определяют из уравнения

$$\Phi_0 = \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_4 + \Phi_5 + \Phi_6, \qquad (27.1)$$

где Φ_1 — тепловой поток через ограждающие конструкции; Вт; Φ_2 — тепловой поток, отводимый от продуктов, Вт; Φ_3 — тепловой поток, обусловленный обменом газовой среды камеры с наружным воздухом через теплоноситель в ограждениях, Вт; Φ_4 — эксплуатационный тепловой поток; Φ_5 — тепловой поток, связанный с искусственным увлажнением газовой среды в камере, Вт; Φ_6 — тепловой поток от оборудования, установленного в хранилище, Вт.

Тепловой поток через ограждающие конструкции

$$\Phi_1 = \Phi_1' + \Phi_1'' + \Phi_1''', \tag{27.2}$$

где Φ_1' — тепловой поток через стены, перегородки и перекрытие камеры, Вт; Φ_1'' — тепловой поток через пол, Вт; Φ_1''' — дополнительный тепловой поток от солнечной радиации (в тех случаях, когда наружные ограждения подвергаются облучению солнцем), Вт. Значения Φ_1' и Φ_1'' определяют по методике, приведенной в главе 21. Тепловой поток от солнечной радиации следует определять по методике, изложенной в главе 24.

Тепловой поток, отводимый от продуктов

$$\Phi_2 = \Phi_2' + \Phi_2'' + \Phi_2''', \tag{27.3}$$

где Φ_2' — тепловой поток, отводимый от фруктов и овощей в процессе охлаждения, Вт; Φ_2'' — тепловой поток, отводимый при охлаждении от тары, Вт; Φ_2''' — тепловой поток, выделяемый фруктами и овощами в процессе дыхания, Вт

$$\Phi'_2 = M_{\text{пр}} c_{\text{пр}} \Delta t, \tag{27.4}$$

где $M_{\text{пр}}$ — масса продукта, кг; Δt — снижение температуры массива продукции за расчетный период, °С. Значение удельной теплоемкости $c_{\text{пр}}$, кДж/(кг·К) приведены в таблице 13.

$$\Phi_2'' = M_{\text{тар}}\, c_{\text{тар}}\, \Delta t, \tag{27.5}$$

где $M_{\text{тар}}$ — масса тары, кг. Можно принять, что $M_{\text{тар}} = (0{,}1 \ldots 0{,}2)\ M_{\text{пр}}$; $c_{\text{тар}}$ — удельная теплоемкость тары, кДж/(кг·К). Для металлической тары $c_{\text{тар}} = 0{,}46$ кДж/(кг·К), для планчатой деревянной — $c_{\text{тар}} = 2{,}6$ кДж/(кг·К); Δt — уменьшение температуры тары за расчетный период (принимается равной Δt для продукции)

$$\Phi_2''' = M_{\text{пр}} q_0\, e^{bt}, \tag{27.6}$$

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 таблице 13.

Тепловой поток, обусловленный воздухообменом в помещении

$$\Phi_3 = aV\rho(h_{\text{н}} - h_{\text{в}})/(24 \cdot 3600), \tag{27.7}$$

где a — кратность воздухообмена 1/сут. Можно принять $a = 1 \ldots 6$; V — строительный объем вентилируемого помещения, м³; ρ — плотность воздуха в помещении, кг/м³; $h_{\text{н}}$ и $h_{\text{в}}$ — удельные энтальпии воздуха, соответственно наружного и в помещении, кДж/кг.

Эксплуатационный тепловой поток

$$\Phi_4 = \Phi_4' + \Phi_4'' + \Phi_4''' + \Phi_4'''', \tag{27.8}$$

13. Показатели для теплового расчета хранилищ некоторых овощей и фруктов

Наименование	Показатели		
	Массовая теплоемкость $c_{пр}$, 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 белокочанная	4,10	14,5	0,0780
Лук репчатый	3,77	11,0	0,0670
Свекла столовая	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

где Φ_4' — тепловой поток выделений от людей, работающих в хранилищах, Вт; Φ_4'' — тепловой поток, связанный с открыванием дверей, Вт; Φ_4''' — тепловой поток от освещения, Вт; Φ_4'''' — тепловой поток от работающих вентиляторов и других установок

$$\Phi'_4 = 350n, \tag{27.9}$$

где 350 — тепловыделения одного человека при средней интенсивности работы, Вт; n — число работающих в помещении людей.

$$\Phi''_4 = q''_4 A_{стр}, \tag{27.10}$$

где $A_{стр}$ — строительная площадь камеры, м²; q_4'' — удельный теплоприток через двери, Вт/м²; значение q_4'' колеблется в пределах 10...14 Вт/м². При этом меньшие значения берут для больших величин площади камеры.

В первом приближении значение Φ_4''' находят из выражения

$$\Phi'''_4 = q'''_4 A_{стр}, \tag{27.11}$$

где q_4''' — удельный теплоприток от электрического освещения, Вт/м², $q_4''' = 4{,}5$ Вт/м².

$$\Phi''''_4 = \frac{N_e n 10^3}{\eta_{эл}}, \tag{27.12}$$

где N_e — мощность электродвигателя вентилятора, кВт; n — число вентиляторов; $\eta_{эл}$ — КПД электродвигателя.

При увлажнении помещения паром тепловой поток от испаряющейся влаги вычисляют по формуле

$$\Phi_5 = 0{,}278(2500 + 1{,}84t)W, \tag{27.13}$$

где 2500 — удельная теплота парообразования для воды при температуре 0 °С, кДж/кг; 1,84 — удельная теплоемкость водяного пара, кДж/(кг·К); t — температура пара, °С; W — расчетное количество пара, необходимое для увлажнения, кг/ч; 0,278 — коэффициент перевода кДж/ч в Вт.

Если для увлажнения газовой среды применяют тонко распыливаемую воду, то вследствие малого значения ее энтальпии, тепловой поток Φ_5 принимают равным нулю.

Тепловой поток от электродвигателей и оборудования, приводимого в действие электродвигателями

$$\Phi_4 = N_e k_1 k_2 \frac{1-\eta_{эл}}{\eta_{эл}} 10^3, \qquad (27.14)$$

где k_1 — коэффициент загрузки электродвигателей (k_1=0,7...0,9); k_2 — коэффициент одновременности работы электродвигателей (k_2=0,5...1).

Для холодного периода года определяют тепловой поток $\Phi_{от}$, Вт, необходимый для обогрева помещения

$$\Phi_{от}=\Phi_о+\Phi_в-\Phi_{пр}-\Phi_{эм}=0{,}278[q_{от}V_н+L_в\rho_в c_в(t_в-t_н)]-$$
$$-q_{пр}M_{пр}-\Sigma N_{эм}10^3, \qquad (27.15)$$

где $\Phi_о$, $\Phi_в$, $\Phi_{пр}$, $\Phi_{эм}$ — тепловые потоки, соответственно теряемые через ограждающие конструкции, уносимые вентилируемым воздухом, выделяемые продукцией и средствами местного обогрева, Вт; $q_{от}$ — удельная отопительная характеристика помещения, кДж/(м³·ч·К); $V_н$ — объем помещения по наружному обмеру, м³; $L_в$ — минимально допустимый воздухообмен, м³/ч; $\rho_в$ — плотность воздуха при температуре $t_в$, кг/м³; $c_в$ — удельная теплоемкость воздуха ($c_в$=1 кДж/(кг·К)); $t_в$ и $t_н$ — температура внутри помещения и расчетная наружная температура, °С; $\Sigma N_{эм}$ — суммарная мощность средств местного обогрева.

Для современных овощехранилищ значение $q_{от}$=2,9...5,1 кДж/(м³·ч·К).

Уравнение баланса влаги, как и баланса теплоты, составляют отдельно для каждой камеры

$$W_0=W_1+W_2+W_3, \qquad (27.16)$$

откуда количество влаги W_2, кг/ч, которое необходимо для увлажнения газовой среды

$$W_2=W_0-W_1-W_3, \qquad (27.17)$$

где W_1 — влаговыделение от продуктов, кг/ч; W_2 — влагоприток от увлажняющей установки, кг/ч; W_3 — влагоприток от установки регулирования газовой среды, кг/ч.

Величину влагоотвода в воздухоохладителе вычисляют с помощью *Hd*-диаграммы влажного воздуха

$$W_0=M_{г.с}(d_1-d_2)10^{-3}, \qquad (27.18)$$

где $M_{г.с}$ — массовый расход 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 *Hd*-диаграммой влажного воздуха по значениям температуры и относительной влажности соответственно t_1, φ_1 и t_2, φ_2.

Влаговыделение от хранимых продуктов определяют по формуле

$$W_1=M_{пр}q_W/1000, \qquad (27.19)$$

где $M_{пр}$ — масса хранимых в камере продуктов, 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.

27.7. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНОГО РЕЖИМА В ХРАНИЛИЩАХ

С целью обеспечения оптимальных режимов хранения продукции хранилище снабжают системами инженерного оборудования и автоматики. К инженерному оборудованию относят: устройства для забора и удаления воздуха, вентиляторы, калориферы, воздухоохладители, устройства для увлажнения воздуха.

Для автоматического управления вентиляционным отопительным и холодильным оборудованием в хранилищах используют системы автоматики «Среда-1», «Среда-2» и ШАУ-АВ (шкаф автоматического управления). Система автоматики «Среда-1» предназначена для управления восемью вентиляционными камерами, «Среда-2» — четырьмя, а ШАУ-АВ — одной.

При помощи систем автоматического регулирования микроклимата можно изменять: температуру вентиляционного воздуха в лечебный период и в периоды охлаждения и хранения в пределах от —20 до +20 °С; температуру массы продукции в пределах от —20 до +20 °С; температуру воздуха, подаваемого в верхнюю зону хранилищ (для предотвращения отпотевания продукции и потолка) в пределах от —20 до +20 °С.

Система автоматики включает аварийную защиту продукции от подмораживания. Она обеспечивает включение холодильных машин и дистанционное измерение температуры при помощи логометра (системой «Среда-1» в 39 точках, системой ШАУ-АВ в восьми точках).

Система «Среда-2», кроме того, обеспечивает подачу вентиляционного воздуха в массу лука в период подсушивания с температурой +25... +35 °С, а в период прогрева +45 °С.

Контрольные вопросы и задания

1. Укажите на значения параметров микроклимата в хранилищах для картофеля и овощей. 2. Приведите описание и основные конструктивные параметры простейших временных хранилищ. Выполните их сравнительный анализ. 3. Изложите основные сведения о капитальных хранилищах и укажите на способы и режимы хранения овощей. 4. Какие способы вентиляции применяют в хранилищах? Укажите на их отличительные особенности. Как производится вентилирование хранилищ при контейнерном способе хранения? 5. Изложите способ хранения в регулируемой газовой среде. 6. Приведите

уравнения для определения теплового потока в хранилищах в зимнее и летнее время. Как определяют тепловой поток через ограждающие конструкции, тепловой поток отводимый от продукции, тепловой поток от воздухообмена и эксплуатационный тепловой поток? 7. Приведите уравнение баланса влаги и раскройте содержание каждого члена уравнения. 8. Изложите методы автоматического регулирования температурно-влажностного режима в хранилищах.

Глава 28. ПРИМЕНЕНИЕ ХОЛОДА

28.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Холод применяется в технологии многих процессов переработки сельскохозяйственной продукции. Благодаря холодильникам значительно сокращаются потери при хранении продукции. Существенно, что охлажденные продукты могут транспортироваться на большие расстояния.

Молоко, предназначенное для переработки или реализации, как правило, предварительно охлаждают. Для отправки на предприятия молочной промышленности молоко необходимо хранить не более 20 ч с температурой не выше 10 °С.

В сельском хозяйстве охлаждение мяса в основном производят на птицефабриках. На практике используют следующие способы охлаждения тушки: в воздухе, холодной воде, в воде с тающим льдом и орошением холодной водой.

Воздушное охлаждение тушек осуществляют в холодильниках при температуре 0...—1 °С и относительной влажности воздуха 95%.

При охлаждении тушек птицы водой используют один из трех способов: погружение, орошение и комбинирование указанных методов. При первом способе процесс охлаждения производится при температуре воды 0...2 °С, а его продолжительность составляет от 0,3 до 0,7 ч. При оросительном охлаждении, тушки птиц омываются водой, распыленной форсунками. Более экономичен комбинированный способ, при котором вначале тушки омывают холодной водой из форсунок в течение 10...15 мин., а затем их погружают в холодную воду с температурой 1...2 °С на 25 мин. Охлажденное мясо хранят в холодильниках при температуре 0...2 °С и относительной влажности воздуха 80...85%. Тушки могут храниться до 5 суток.

Подмораживание мяса птицы производят либо холодным воздухом, либо погружением в холодный рассол. Воздушное подмораживание осуществляют при температуре воздуха в холодильных камерах от —23 до —25 °С и скорости движения воздуха 3...4 м/с. Продолжительность — 2...3 ч. Для подмораживания погружением в рассол применяют растворы хлористого кальция или пропиленгликоля с температурой от —10 °С

и ниже. Продолжительность подмораживания — 20...25 мин.

Замораживание мяса, предназначенного для длительного хранения, производится теми же способами, что и подмораживание. Замораживание воздухом осуществляют при температуре охлаждаемого воздуха от —30 до —40 °С; при замораживании в рассоле температура раствора равна —25...—28 °С. Хранение замороженного мяса птицы производится при температуре не выше —12 °С и относительной влажности 85...95%. Предельный срок хранения — один год.

Яйца хранят в холодильниках при температуре от —1 до —2 °С и относительной влажности 85...88%. После охлаждения до 2...3 °С их помещают в камеру хранения. Находит применение хранение яиц в атмосфере углекислого газа или азота, что позволяет значительно увеличить срок хранения.

Фрукты и овощи охлаждают в стационарных хранилищах. Плодоовощную продукцию хранят в холодильных камерах с охлаждающими батареями, в которых циркулирует холодный агент или рассол.

В системах с воздушным охлаждением, сначала охлаждается воздух, который затем вентиляторами нагнетается в камеры хранения. В смешанных системах продукты охлаждаются холодным воздухом и от батареи.

28.2. ЛЕДЯНОЕ И ЛЬДОСОЛЯНОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Ледники. Для хранения пищевых продуктов часто используют ледники. Различают ледники с нижним, верхним и боковым размещением льда. В первом случае продукты укладывают непосредственно на лед. Недостаток этого типа ледника — загрязнение продуктов от соприкосновения со льдом.

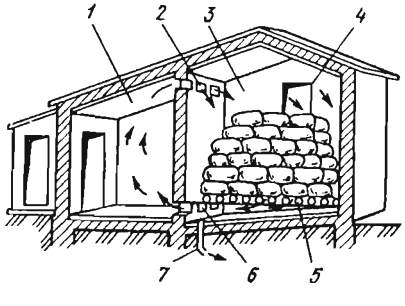


Рис. 28.1. Ледник с боковым расположением льда:

1 — камера для хранения продуктов; *2* и *6* — отверстия для циркуляции воздуха; *3* — льдопомещение; *4* — люк для загрузки льда; *5* — поддон; *7* — труба для отвода воды от тающего льда

В ледниках с верхним расположением льда над камерой сооружают перекрытие, на которое кладут лед. Вода от таяния льда стекает по трубе. В камере, где хранятся продукты, холодный воздух поступает вниз, а теплый воздух от продуктов — вверх.

Наиболее совершенны ледники с боковым расположением льда (рис. 28.1). Расположенные рядом льдохранилище и камера для продуктов отделены друг от друга изоли-

рованной стеной. Вверху и внизу имеются отверстия *2* и *6* для циркуляции воздуха. Талую воду отводят посредством скатов в полу и приямка с водоотводящей трубой *7*. Тамбур сооружают с северной стороны.

Расход холода в леднике за единицу времени определяют по формуле

$$\Phi = \Phi_0 + \Phi_{о.пр} + \Phi_{проч}, \qquad (28.1)$$

где Φ_0 — тепловой поток (потери холода) через ограждающие конструкции; $\Phi_{о.пр}$ — расход холода на охлаждение продуктов; $\Phi_{проч}$ — прочие потери (с вентиляцией, освещением, от пребывания людей).

Тепловой поток через ограждающие конструкции определяют по методике, приведенной в 22.2.

Расход холода

$$\Phi_{о.пр} = \frac{m_{пр}(h_н - h_к)}{\tau}, \qquad (28.2)$$

где $m_{пр}$ — масса продукта, кг; $h_н$ и $h_к$ — начальная и конечная энтальпии продуктов, Дж/кг; τ — время, с.

Прочие потери $\Phi_{проч}$ принимают в размере 20...30% от суммы $\Phi_0 + \Phi_{о.пр}$.

Ориентировочные данные по расходу холода на охлаждение сельскохозяйственных продуктов следующие: молока — 80... 105 кДж/кг; масла, сметаны и творога — 70...80; мяса — 140...180; фруктов — 80...120 кДж/кг.

Необходимый расход льда $m_л$, т, за сезон

$$m_л = \frac{KQ_{сез}}{q_{пл}\,10^3}, \qquad (28.3)$$

где $Q_{сез}$ — общий расход холода за сезон, кДж; $q_{пл}$ — холодильная мощность 1 кг льда, равная 335 кДж/кг; K — коэффициент запаса льда, значение которого принимают равным 1,1.

Льдосоляное охлаждение. В устройствах льдосоляного охлаждения для получения холода используют смесь льда с солью, что позволяет достичь в камере, где хранятся продукты, температуру 0 °С и ниже.

Температура таяния смеси льда и соли зависит от состава соли и ее концентрации. Минимальная температура достигается при определенной концентрации, называемой *эвтектической*. При использовании поваренной соли минимальное значение температуры таяния смеси равно — 21,2 °С; при использовании хлористого кальция 55 °С.

Холодильники с льдосоляным охлаждением оборудованы специальными решетчатыми карманами или металлическими резервуарами, в которых находится охлаждающая смесь. Пло-

щадь поверхности металлических резервуаров находят по формуле

$$A_{\text{р}} = \frac{\Phi_{\text{кам}}}{k\,(t_{\text{кам}} - t_{\text{см}})}, \qquad (28.4)$$

где $\Phi_{\text{кам}}$ — максимальный расход холода в камере, определяемый для летнего времени, Вт; k — коэффициент теплопередачи, равный 7...12 Вт/(м²·К); $t_{\text{кам}}$ и $t_{\text{см}}$ — температура воздуха в камере и льдосоляной смеси, °С (разницу $t_{\text{кам}} - t_{\text{см}}$ принимают равной 6...8 °С).

При применении решетчатых карманов между воздухом и поверхностью льдосоляной смеси происходит конвективный теплообмен. Площадь поверхности карманов

$$A_{\text{к}} = 1{,}2\,\frac{\Phi_{\text{кам}}}{\alpha\,(t_{\text{кам}} - t_{\text{см}})}, \qquad (28.5)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от воздуха к поверхности карманов. Можно принять α=6...8 Вт/(м²·К).

Расход смеси определяют следующим образом

$$m_{\text{см}} = \Phi_{\text{кам}}/q_{\text{см}}, \qquad (28.6)$$

где $q_{\text{см}}$ — холодильная мощность смеси, Дж/кг.

На практике используют холодильники с рассольным охлаждением (рис. 28.2). В камере *1*, где помещены продукты, устанавливают охлаждающие батареи *2*, внутри которых циркулирует холодный рассол, подаваемый насосом *3*. Холодный рассол получают в баке — генераторе холода *7*. Солеконцентратор *8* служит для поддержания требуемой концентрации рассола.

Более просты установки рассольного охлаждения, в которых циркуляция обеспечивается из-за разности объемных масс рас-

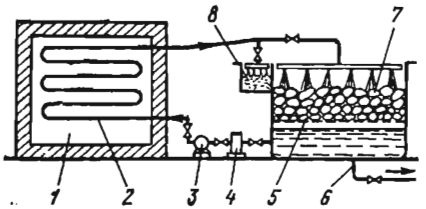


Рис. 28.2. Схема рассольного охлаждения:

1 — охлаждаемое помещение; *2* — охлаждающая батарея; *3* — насос; *4* — фильтр; *5* — решетка; *6* — сливная труба; *7* — генератор холода; *8* — солеконцентратор.

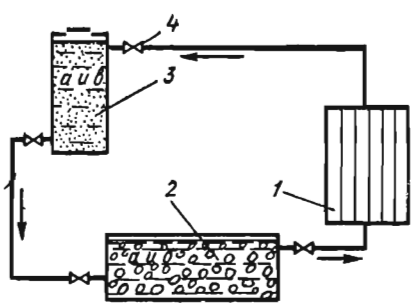


Рис. 28.3. Схема установки рассольного охлаждения с естественной циркуляцией:

1 — охлаждающая батарея; *2* — генератор холода; *3* — концентратор рассола; *4* — вентиль; *а* — рассол; *б* — лед; *в* — соль.

сола вследствие изменения его концентрации на разных участках установки (рис. 28.3).

Наибольшую плотность рассол имеет в концентраторе *3*, где он насыщается солью. В генераторе холода *2* концентрация рассола падает вследствие его разбавления водой. Разность плотности смеси в концентраторе *3* и генераторе холода *2* создает силу, которая перемещает рассол из генератора *2* к батарее *1*. В охлаждающей батарее *1* из-за подогрева плотность рассола понижается, чем обеспечивается его подъем до концентратора *3*.

28.3. МАШИННОЕ ОХЛАЖДЕНИЕ

Сооружения, предназначенные для охлаждения, замораживания и хранения продуктов, называют *холодильниками*. Холодильники, оборудованные холодильными машинами, называют *холодильниками с машинным охлаждением*. Холодильная машина состоит из комплекта оборудования, необходимого для осуществления холодильного цикла. Физическое тело, с помощью которого осуществляется холодильный цикл, называется *рабочим телом* или *холодильным агентом*. К холодильным агентам предъявляют ряд требований. При атмосферном давлении их температура кипения — довольно низкая. Холодильный агент должен быть безвредным для здоровья человека, невзрывоопасным, обладать химической инертностью по отношению к металлу и смазочным материалам. Важный его показатель — удельная холодильная мощность.

В холодильных машинах в качестве холодильного агента находят применение аммиак и хладоны — галоиднопроизводные предельных углеводородов (C_n, H_x, F_y, Cl_z, $Br_л$)*. Сокращенное обозначение холодильного агента строится по форме RN — где R — символ, обозначающий холодильный агент, N — номер хладона.

Аммиак NH_3 (международный индекс R — 717) при давлении 0,1 МПа кипит при температуре — 33,35 °С. Удельная теплота его парообразования при t = —15 °С 1310 кДж/кг. Аммиак можно использовать для охлаждения до температуры —70 °С. К недостаткам аммиака следует отнести его ядовитость (удушливый запах) и горючесть.

Хладон-12 (CF_2Cl_2, индекс R-12) — один из наиболее распространенных холодильных агентов. Температура его кипения при давлении 0,1 МПа — 29,8 °С. Удельная теплота парообразования при температуре t = —15 °С 159,3 кДж/кг.

---

* Учитывая вредное влияние фтористых соединений на озонный слой атмосферы, принимаются меры к ограничению их применения.

Хладон-22 (CHF_2Cl индекс *R*-22) при давлении 0,1 МПа кипит при температуре —40,8 °С. Удельная теплота парообразования при $t = -15$ °С 215,8 кДж/кг.

Хладоны *R*-12 и *R*-22 не имеют запаха, не оказывают действия на продукты. Они обладают высокой текучестью и поэтому герметичности соединений трубопроводов следует уделять особое внимание.

В холодильной технике охлаждение продукции производится в холодильной камере непосредственно холодильным агентом. Если это технически осуществить трудно, охлаждение объекта осуществляют при помощи хладоносителя. В качестве таковых используют растворы солей NaCl, $CaCl_2$, $MgCl_2$.

В сельском хозяйстве нашли применение паровые компрессорные и абсорбционные холодильные машины. Устройство и принцип работы этих машин изложены в главе 7.

28.4. ХОЛОДИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

В сельском хозяйстве применяют хладоновые и аммиачные холодильные машины, предназначенные для охлаждения молока на фермах, мяса на птицефабриках, фруктов и овощей в хранилищах как с непосредственным, так и с рассольным охлаждением.

Холодильные установки, используемые на молочных фермах, оборудованы аккумулятором, так называемым танком, предназначенным для аккумулирования холода в промежутках между дойками. Эти установки работают в автоматическом режиме.

Для охлаждения молока на фермах применяют холодильные установки МХУ-8с, ТОМ-2А, КСА-500, СМ-1200, УВ-10, АВ-30 и др. На крупных фермах используют холодильные установки АВ-22, АУ-45 с рассольным охлаждением.

Холодильная машина МХУ-8с обеспечивает охлаждение молока за 2 ч с учетом аккумуляции холода (намораживании льда на пластинах испарителя). Длительность аккумуляции холода 5 час. Таким образом длительность всего цикла охлаждения 7 час. Количество намороженного льда на панелях испарителя — 450 ± 50 кг. Холодильная мощность установки — 9,3 кВт.

Схема холодильной установки МХУ-8с приведена на рисунке 28.4. Циркулирующий в испарителе *13* холодильный агент отбирает теплоту от воды, в баке *2*. Образовавшийся при кипении хладона пар проходит через теплообменник *10*, где он дополнительно нагревается жидким хладоном, который поступает из ресивера *8* и имеет более высокое давление и температуру, чем пары хладона после испарителя *13*. Пары хладона отсасываются поршневым двухцилиндровым компрессором ФВ-6. Сжатые в компрессоре пары хладоагента (при этом их температура по-

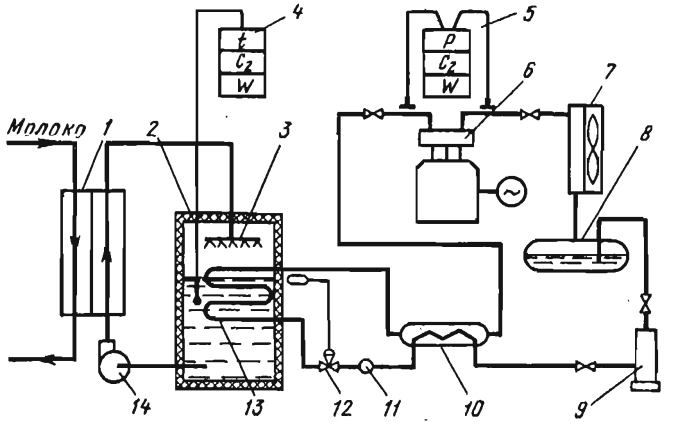


Рис. 28.4. Схема холодильной установки МХУ-8с:

1 — охладитель молока; *2* — бак для охлаждения воды; *3* — коллектор; *4* — реле температуры; *5* — реле давления; *6* — компрессор; *7* — конденсатор с воздушным охлаждением; *8* — ресивер; *9* — фильтр-осушитель; *10* — теплообменник; *11* — смотровое устройство; *12* — терморегулирующий вентиль; *13* — испаритель; *14* — насос.

вышается до 70...80 °С) нагнетаются в конденсатор *7*, наружная поверхность которого обдувается окружающим воздухом с помощью вентилятора. Жидкий хладон поступает в ресивер *8*, а затем в фильтр-осушитель *9*, где он, протекая через силикагель и фильтр освобождается от влаги и загрязнений. В теплообменнике *10* холодильный агент, отдавая теплоту парам хладона, дополнительно охлаждается. Протекая далее через терморегулирующий вентиль *12*, хладон дросселируется. При этом понижается как давление, так и температура холодильного агента (дроссель-эффект имеет положительное значение). Тем самым хладон приобретает способность кипеть при низких температурах. Из терморегулирующего вентиля *12* он поступает в испаритель *13* и цикл повторяется. Холодная вода из бака-аккумулятора *2* насосом *14* подается в охладитель молока *1*.

Степень охлаждения (величину понижения температуры хладона в процессе дросселирования) устанавливают терморегулирующим вентилем *12*.

Для регулирования толщины льда на пластинах испарителя в установке предусмотрено реле температуры *4*. Реле давления 5 служит для защиты от чрезмерного повышения давления в конденсаторе.

Танк-охладитель молока ТОМ-2А холодильной мощностью 13,9 кВт, предназначен для охлаждения и хранения молока на фермах. Им оборудуют молочно-товарные фермы на 200, 400 и 600 голов.

Танк-охладитель молока СМ-1200 конструктивно мало отличается от охладителя молока ТОМ-2А. Для охлаждения молока используют установку КСА-500 (входит в комплект доильной установки «Импульс») и установку МК-2000Л-2А (на 2000 л молока). Средняя холодильная мощность установки КСА-500 — 8,8...9,0 кВт, а МК-2000 — 13,4 кВт на 1000 л молока.

Установки УВ-10 (холодильная мощность 11,65 кВт) и АВ-30 (холодильная мощность 35 кВт) служат для получения холодной воды, предназначенной для охлаждения молока при его первичной обработке на фермах.

На фермах используют также охладительно-пастеризационные установки ОПФ-1 и ОПУ-3М, производительностью соответственно 1000 и 3000 л/ч. В этих установках производится очистка, тонкослойная пастеризация и охлаждение молока при полной автоматизации процесса.

Для охлаждения холодильных камер и хранения продуктов, в том числе в столовых и буфетах, используют хладоновые автоматические холодильные машины типа ФАК, а именно: ФАК-0,7; ФАК-1,1Е, ФАК-1,5М и ФАК-0,7АВ холодильной мощностью 0,814...1,745 кВт. Они работают с различными по размерам испарительными батареями в диапазоне температур от —30 °С до +5 °С, при температуре окружающего воздуха до +40 °С. Агрегат ФАК-0,7АВ отличается тем, что его конденсатор охлаждается водой.

Более крупные холодильные камеры оборудованы холодильными агрегатами типа ИФ. Холодильная машина ИФ-49 с водяным, а машина ИФ-56 — с воздушным охлаждением. Холодильная мощность обеих машин в стандартном режиме 3,5 кВт.

В овоще- и фруктохранилищах используют хладоновые холодильные машины типа ХМ-22-ФВ-22/1, ХМ-22-ФВ-22/11, ХМ-22-ФУ-45/1, ХМ-22-ФУ-45/11, ХМ-22-ФУУ-90/1 и другие, работающие на холодильных агентах *R*-12 и *R*-22.

Эти машины бывают двух модификаций: I — с частотой вращения коленчатого вала компрессора 24 $с^{-1}$ и II — с частотой вращения 16 $с^{-1}$. Их используют как с непосредственным батарейным, так и с рассольным охлаждением.

Холодильные машины работают при температуре кипения хладона от —45 °С до +5 °С и температуре охлаждающей воды от 1 до 30 °С.

Схема холодильной машины ХМ-ФВ-20 показана на рисунке 28.5. После компрессора *9* пары холодильного агента поступают в конденсатор *12*, где они охлаждаются и конденсируются. После дополнительного охлаждения в теплообменнике *14* через фильтр-осушитель *16*, соленоидный вентиль *18* и терморегулирующий вентиль *19* они поступают в испаритель *1*. Из испарителя *1* пары холодильного агента отсасываются компрессором *9*.

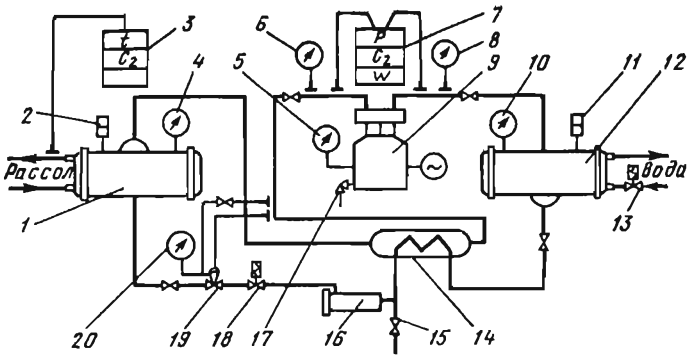


Рис. 28.5. Схема холодильной машины типа ХМ-ФВ-20:

1 — испаритель; *2* и *11* — клапаны предохранительные; *3* — реле температуры; *4*, *6* и *20* — мановакуумеры; *5*, *8* и *10* — манометры; *7* — реле давления; *9* — компрессор; *12* — конденсатор; *13* и *18* — соленоидные вентили; *14* — теплообменник; *15* — вентиль для заправки холодильным агентом; *16* — фильтр-осушитель; *17* — вентиль для слива масла; *19* — терморегулирующий клапан.

По пути от испарителя *1* до компрессора *9* пары подогреваются в теплообменнике *14* за счет теплоты жидкого холодильного агента, поступающего из конденсатора *12*.

Для охлаждения сельскохозяйственной продукции, кроме хладоновых, применяют также аммиачные холодильные машины ХМ-АВ-22/1-11, ХМ-АУ-45/1-11, ХМ-АУУ-90/1-11. Их применяют для охлаждения молока на больших фермах, мяса на

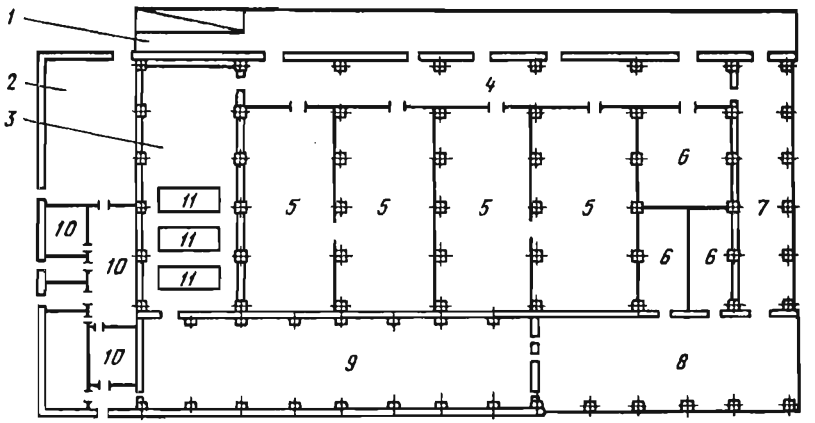


Рис. 28.6. План одноэтажного холодильника:

1 — железнодорожная платформа; *2* — компрессорное отделение; *3* — отделение замораживания; *4* — коридор; *5* — камеры хранения замороженных и охлажденных продуктов; *6* — камера хранения сырья; *7* — соединительный коридор; *8* — площадка приемки и складирования сырья; *9* — отделение подготовки продукции к охлаждению и замораживанию; *10* — подсобные и бытовые помещения; *11* — морозильные аппараты.

птицефабриках, а также для охлаждения фруктов и овощей в хранилищах.

При водном охлаждении конденсатора используют как прямоточную, так и оборотную систему подачи воды. В первом случае охлаждающая вода сбрасывается в канализацию, во втором — она проходит через градирню, где охлаждается в результате теплообмена с воздухом, после чего вновь подается в систему охлаждения конденсатора.

В качестве примера приведена планировка одноэтажного холодильника для замораживания и хранения плодово-ягодной продукции (рис. 28.6). Грузовместимость холодильника 1300 т. В холодильнике предусмотрено: три камеры *6* для хранения сырья, четыре камеры *5* для хранения замороженной продукции и одно морозильное отделение *3*. В холодильнике имеются компрессорное отделение *2*, подсобные и бытовые помещения *10* и железнодорожная платформа *1*.

28.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХОЛОДИЛЬНОЙ МОЩНОСТИ И ВЫБОР ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКИ

В охлажденном помещении необходимо поддерживать требуемый температурный режим. Для этого должно быть. равенство теплопритоков в помещение и отвода теплоты из него.

Уравнение теплового баланса имеет вид

$$\Phi=\Phi_1+\Phi_2+\Phi_3+\Phi_4+\Phi_5, \qquad (28.7)$$

где Φ — расход холода в холодильной камере; Φ_1 — приток теплоты через ограждения, включая действие солнечной радиации; Φ_2 — приток теплоты от продуктов при их охлаждении и замораживании; Φ_3 — тепловой поток с наружным воздухом при вентиляции помещений; Φ_4 — тепловой поток, обусловленный эксплуатацией помещений; Φ_5 — тепловой поток от фруктов и овощей в результате их дыхания.

Тепловой поток через наружные стены и перекрытия холодильника находят по формуле

$$\Phi_1=k_i A_i[(t_н-t_к)+\Delta t_c], \qquad (28.8)$$

где k_i — коэффициент теплопередачи ограждений (стен, потолка, пола), Вт/(м²·К); A_i — площадь поверхности ограждения, м²; $t_н$ — расчетная температура наружного воздуха, °С; $t_к$ — температура в охлаждаемом помещении, значение которой принимают в соответствии с технологическими требованиями, °С; Δt_c — избыточная разность температуры, вызванная действием солнечной радиации, °С.

Расчетную температуру наружного воздуха принимают равной

$$t_н=0{,}4t_{ср.м}+0{,}6t_{max},$$

где $t_{ср.м}$ — среднемесячная температура в 13 ч самого жаркого месяца, °С; t_{max} — максимальная температура, отмечавшаяся в данном районе, °С. Для

ориентировочных расчетов можно принять t_{max}: для северной климатической зоны — 25, средней — 28 и южной — 32 °С.

Для холодильников, имеющих чердачные перекрытия, значение Δt_c принимают в зависимости от географической широты:

географическая широта, град	40	50	60
разность температур Δt_c, °С	15	10	5

Если помещение бесчердачное, в зависимости от ориентации поверхности по странам света Δt_c принимают для стен от 2,2 до 11,3 °С (наибольшие значения для ориентации на юго-восток и юго-запад), а для плоской кровли — 16,5 ... 18,5 °С.

Тепловой поток через пол в грунт незначителен и поэтому его учитывают только в камерах с отрицательными температурами.

Если предусмотрен обогрев пола, то тепловой поток через пол находят из выражения

$$\Phi_{1п} = k_п A_п (t_{ср} - t_к), \qquad (28.9)$$

где $k_п$ — коэффициент теплопередачи полов, расположенных выше нагревательных приборов, Вт/(м²·К); $A_п$ — площадь поверхности пола, м²; $t_{ср} = 1 \ldots 3$ °С.

Тепловой поток через пол, лежащий на грунте и не имеющий нагревательных приборов, определяют по формуле

$$\Phi_{1ц} = \Sigma (k_{усл} A_э)(t_н - t_к), \qquad (28.10)$$

где $k_{усл}$ — условный коэффициент теплопередачи соответствующей зоны пола, Вт/(м²·К). Значение $k_{усл}$ принимают: на расстоянии 2 м от наружных стен — 0,23, от 4 до 6 м от наружных стен — 0,12, для остальной площади — 0,07 Вт/(м²·К); $A_э$ — площадь поверхности соответствующей зоны, м².

Расход холода на охлаждение продуктов

$$\Phi_2 = 0{,}278 (cM + c_т M_т)(t_1 - t_2)/24, \qquad (28.11)$$

где c и $c_т$ — удельные теплоемкости охлаждаемого продукта и материала тары, кДж/(кг·К); M и $M_т$ — массы продукта и тары, поступающих в холодильник, кг/сут. Суточное поступление тары принимают равным: деревянной и стальной — 20%, картонной — 10%, стеклянной — 100% от суточного поступления продуктов.

Тепловой поток с наружным воздухом при вентиляции помещений

$$\Phi_3 = 0{,}278 a V \rho_к (H_н - H_к)/24, \qquad (28.12)$$

где a — кратность воздухообмена равна 1...6 обменов воздуха в сутки; V — объем вентилируемого помещения (камеры), м³; $\rho_к$ — плотность воздуха в охлаждаемом помещении, кг/м³; $H_н$ и $H_к$ — энтальпии воздуха наружного и в помещении, кДж/кг.

Эксплуатационный тепловой поток

$$\Phi_4 = \Phi_4' + \Phi_4'' + \Phi_4''' + \Phi_4'''', \qquad (28.13)$$

где Φ_4', Φ_4'', Φ_4''' и Φ_4'''' — соответственно поступление теплоты от электрического освещения, от работающих электродвигателей, от людей и при открывании дверей, Вт.

$$\Phi_4' = q_4' A_{стр}, \tag{28.14}$$

где $A_{стр}$ — площадь охлаждаемого помещения, м²; q_4' — удельный тепловой поток от электрического освещения, Вт/м². Для небольших холодильных камер $q_4' = 3$ Вт/м².

Тепловой поток, выделяемый электродвигателями, при их расположении внутри охлаждаемого помещения, находим по формуле

$$\Phi_4'' = 1000\, k_{одн} \sum N_{эд}, \tag{28.15}$$

а при расположении электродвигателей вне охлаждаемого помещения

$$\Phi_4'' = 1000\, k_{одн} \sum N_{эд}\, \eta_{эд}, \tag{28.15'}$$

где $N_{эд}$ и $\eta_{эд}$ — мощность (кВт) и КПД электродвигателей; $k_{одн}$ — коэффициент одновременности работы электродвигателей ($k_{одн} = 0{,}1 \ldots 1{,}0$).

Тепловой поток дыхания фруктов и овощей рекомендуется определять по методике, изложенной в главе 27, но можно пользоваться формулой

$$\Phi_5 = q_5' M' + q_5'' (E - M'), \tag{28.16}$$

где M' — суточное поступление фруктов и овощей в камеру, т; E — полная вместительность камеры, т; q_5' и q_5'' — соответственно удельные тепловые потоки, выделяемые плодами и овощами при дыхании во время охлаждения и во время хранения, Вт/т.

Значение q_5'' принимают по температуре воздуха в камере, а значение q_5' по средней температуре между начальной и конечной температурой продукта (табл. 14).

При хранении плодов и овощей в камере с регулируемой газовой средой (РГС) значение Φ_5 находят по формуле

$$\Phi_{5_{РГС}} = (0{,}3 \ldots 0{,}5)\, q_5''\, E. \tag{28.17}$$

Установленная мощность холодильной установки

$$\Phi_{уст} = K_т \Phi / b_р, \tag{28.18}$$

где $K_т$ — коэффициент, учитывающий теплопритоки в трубопроводах. Для холодильных установок непосредственного охлаждения $K_т = 1{,}05 \ldots 1{,}07$, для системы охлаждения хладоносителем (рассолом) $K_т = 1{,}1 \ldots 1{,}2$; $b_р$ — коэффициент рабочего времени (для крупных и средних холодильных установок $b_р = 0{,}75 \ldots 0{,}92$, для малых холодильных установок $b_р = 0{,}7$).

По значению $\Phi_{уст}$, пользуясь каталогами или справочниками, выбирают холодильную машину для данной установки. При

14. Удельные тепловые потоки, выделяемые фруктами и овощами при охлаждении

Плоды и овощи	Значения $q_б'$, Вт/т, при температуре, °С			
	0	5	10	20
Абрикосы	17	50	102	199
Виноград	9	24	36	78
Груши поздние	10	41	56	219
Капуста	33	51	78	194
Картофель	20	24	26	44
Лук	19	25	34	58
Морковь	28	38	44	135
Огурцы	20	34	66	174
Свекла	20	34	60	213
Слива	21	65	126	233
Томаты	17	28	41	102
Черешня	21	47	97	219
Яблоки поздние	10	21	58	73

этом в области средней и малой мощности (до 0,4 МВт) следует отдавать предпочтение поршневым компрессорам. Для малых холодильных машин рекомендуется применять хладоны *R*-12 или *R*-22; для средних — аммиак или *R*-12.

28.6. АВТОМАТИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК

Основной параметр, характеризующий работу холодильной установки — температура и поэтому она главный параметр регулирования. Температуру воздуха в камере регулируют воздействием на холодильную мощность испарителя и на компрессор.

На рисунке 28.7 приведена схема регулирования температуры в одноиспарительных системах, которые большей частью находят применение в сельском хозяйстве. Изменение температуры воздуха в камере воспринимается датчиком *1* реле температуры *2*, которое дает команду магнитному пускателю *3* на пуск или остановку электродвигателя *4* компрессора *5* (в зависимости от того, ниже или выше требуемого значения температуры воздуха). Применяют также систему регулирования температуры воздуха в камере при помощи реле давления, реагирующего на давление кипения холодильного агента.

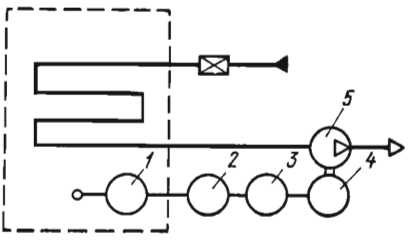


Рис. 28.7. Схема регулирования температуры воздуха в камере:
1 — датчик; *2* — реле; *3* — магнитный пускатель; *4* — электродвигатель; *5* — компрессор.

Малые холодильные уста-

новки оборудованы полной унифицированной схемой автоматизации, которой регулируется температура воздуха, перегрев пара, а иногда и давление его конденсации.

Контрольные вопросы и задания

1. Укажите на способы и режимы охлаждения сельскохозяйственной продукции (молока, мяса, яиц, фруктов, овощей). 2. Изложите особенности ледяного и льдосоляного охлаждения. Приведите соответствующие схемы. 3. Как определяют расчетным путем, расход холода и льда в леднике? 4. Как вычисляют площадь поверхности металлических резервуаров и решетчатых карманов при льдосоляном охлаждении. 5. Приведите схему паровой компрессионной и абсорбционной холодильной установки. Что такое холодильная мощность холодильной установки? Как определяют значение холодильного коэффициента? 6. Дайте характеристику холодильным агентам. В чем заключается особенность охлаждения при помощи хладоносителя? 7. Какие холодильные установки применяются в сельском хозяйстве? Изложите их основные характеристики. 8. Разберите планировку холодильника и укажите на холодильные машины, которые устанавливают в холодильниках. 9. Изложите метод определения холодильной мощности. Как определяют члены уравнения теплового баланса холодильной установки? Как выбирают холодильную машину? 10. Изложите основные принципы автоматизации холодильных установок.

Глава 29. СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

29.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

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*.

Потребителей теплоты в сельском хозяйстве разделяют на две группы: производственные и коммунально-бытовые.

К производственным потребителям теплоты относят: животноводство, растениеводство, межколхозно-совхозные предприятия, объекты общего производственного назначения.

В животноводстве и птицеводстве теплота используется в основном для отопления и вентиляции производственных и вспомогательных зданий. На технологические процессы расход теплоты, как правило, не превышает 10...30% общего теплопотребления фермы или комплекса.

В растениеводстве теплота используется для обогрева сооружений защищенного грунта, для сушки зерна и других сельско-

---

* Сведения о теплогенерирующих установках и о передаче теплоты от источника теплоснабжения к потребителю приведены соответственно в главах 16, 17 и 30.

хозяйственных продуктов, производства травяной муки, подогрева воды для полива растений.

Межколхозно-совхозные предприятия используют теплоту для переработки сельскохозяйственной продукции, мойки деталей перед ремонтом, в технологических процессах мастерских, а также на отопление и вентиляцию производственных помещений.

На объектах общепроизводственного назначения теплота расходуется на обеспечение отопления и вентиляции административных и общественных зданий, для получения холода в холодильниках, обеспечение микроклимата в хранилищах.

Коммунально-бытовые потребители используют теплоту для отопления и на другие нужды. Из общего количества теплоты, производимой в сельском хозяйстве, 65...70% используется для нужд сельского населения.

В зависимости от характера изменения во времени, тепловые потребители подразделяют на сезонные и круглогодовые.

К сезонным тепловым потребителям относятся отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Потребляемая тепловая мощность и закономерность ее изменения зависят от климатических условий. Сезонное тепловое потребление переменно в течение года, но сравнительно постоянно в течение суток, что объясняется теплоустойчивостью помещений. В холодный период года тепловая мощность потребителей растет с уменьшением наружной температуры.

К круглогодовым тепловым потребителям относятся технологические нужды (кормозапаривание, пастеризация молока и др.) и горячее водоснабжение. Потребление теплоты на технологические нужды и на горячее водоснабжение заметно изменяется в течение суток, но относительно постоянно в течение года. Они почти не зависят от температуры окружающей среды. Максимальные расходы теплоты на технологические теплоснабжение и на горячее водоснабжение могут не совпадать во времени, что следует учитывать при определении расчетного расхода теплоты.

29.2. НОРМЫ ТЕПЛОПОТРЕБЛЕНИЯ. ГОДОВОЙ РАСХОД ТЕПЛОТЫ И ТОПЛИВА

Нормы теплопотребления. Ориентировочные усредненные нормы расхода теплоты и топлива на животноводческих и птицеводческих фермах и комплексах, составленные Всесоюзным институтом электрификации сельского хозяйства (ВИЭСХ), приведены в таблице 15. Нормы разработаны для условий Центрального района Европейской части страны. При располо-

15. Норма расхода теплоты и топлива

Фермы и комплексы	Норма	
	Расход теплоты, МДж/гол. в год	Расход условного топлива, кг/гол. в год
Фермы КРС молочного направления с выращиванием телят до 20 дней	4100	350/200
Фермы КРС молочного направления с выращиванием телят до 6 мес.	5350	456/261
Фермы КРС молочного направления с выращиванием ремонтного молодняка	5300	452/258
Комплексы по выращиванию и откорму молодняка	5570	475/272
Комплексы по производству молока	3960	338/193
Свиноводческие племенные репродукторные фермы	28 200	2400/1373
Комплексы по выращиванию и откорму свиней	1760	150/86
Птицефабрики и птицефермы яичного направления	340	29/17
Птицефабрики и птицефермы мясного направления	50	4/2,4
Птицефабрики и птицефермы по выращиванию бройлеров	42	3,5/2

Примечания: в числителе — для твердого топлива, в знаменателе — для жидкого и газообразного.

жении объектов в других районах страны следует вводить поправочные коэффициенты (например для Украины и Прибалтики — 0,8; для Белоруссии — 0,9).

Методика расчета тепловой мощности системы отопления $\Phi_о$ и вентиляции $\Phi_в$ изложена в главах 22 и 23.

В первом приближении тепловую мощность системы отопления жилых и общественных зданий населенных пунктов можно определить по укрупненным показателям

$$\Phi_о^{ж} = q_о' A_ж, \qquad (29.1)$$

где $\Phi_о^{ж}$ — тепловая мощность систем отопления жилых зданий, Вт; $q_о'$ — укрупненный показатель системы отопления, отнесенный к единице площади, Вт/м². Значения $q_о'$ принимают в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха: $t_{н.о} = -20$ °С $q_о' = 151$ Вт/м², $t_{н.о} = -30$ °С $q_о' = 175$ Вт/м²; $A_ж$ — жилая площадь, м².

Для общественных зданий тепловую мощность систем отопления определяют по формуле

$$\Phi_о^{общ} = (0{,}15 \ldots 0{,}20)\ \Phi_о^{ж}. \qquad (29.2)$$

Тепловая мощность систем вентиляции общественных зданий

$$\Phi_в^{общ} = (0{,}20 \ldots 0{,}35)\, \Phi_о^{общ}. \qquad (29.3)$$

Расход воды на горячее водоснабжение населения сельских поселков от центральных котельных принимается по данным ВИЭСХ и составляет 120...140 л на одного человека в сутки при $t_{гв}=65\,^{\circ}C$. При децентрализованном водоснабжении от газовых колонок и электрических водоподогревателей расход горячей воды на одного человека составляет 33 л в сутки при температуре 65 °С.

Нормы расхода теплоты на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий

$$\Phi_{г.в}^{max} = \beta\Phi_{г.в}^{ср}, \qquad (29.4)$$

где $\Phi_{г.в}^{ср}$ — средняя за отопительный период тепловая мощность системы горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, Вт; β — коэффициент часовой неравномерности потребления горячей воды, зависящий от числа жителей в населенном пункте. Значение β колеблется в пределах 2...2,4.

Тепловую мощность системы горячего водоснабжения производственных объектов и коммунально-бытовых потребителей определяют по группам потребителей. Для технологических объектов расчет тепловой мощности ведется по группам технологических объектов или процессов.

Максимальную тепловую мощность систем горячего водоснабжения технологических потребителей вычисляют по формуле (29.4), где коэффициент часовой неравномерности принимают равным 2,5 для таких процессов, как мойка оборудования, уход за животными, приготовление жидких кормосмесей и 4,0 для кормоприготовительных отделений.

Методика определения тепловой мощности систем тепловой обработки кормов приведена в главе 24.

Годовой расход теплоты равен сумме расходов теплоты на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и технологические нужды.

Расчет производят, исходя из данных средних тепловых мощностей за отопительный период, продолжительности отопительного периода и средней температуры наружного воздуха во время отопительного периода. Кроме того, учитывается средняя тепловая мощность системы горячего водоснабжения за летний период.

Годовой расход теплоты на отопление

$$Q_{от}^{г} = 3{,}6\sum \Phi_{от}\frac{t_в - t_{ср.о}}{t_в - t_{н.о}} n_{о.п}\, z_о, \qquad (29.5)$$

где $\Phi_{от}$ — тепловая мощность системы отопления, кВт; $t_в$ — средняя расчетная по всем потребителям температура внутреннего воздуха, °С; $t_{н.о}$ — расчетная отопительная температура наружного воздуха °С; $t_{ср.о}$ — средняя температура наружного воздуха за отопительный период, °С; $n_{о.п}$ — продолжительность отопительного периода, сут; $z_о$ — среднее число часов работы системы отопления в течение суток (при отсутствии дежурного отопления принимают равным 24).

Годовой расход теплоты для вентиляции здания, МДж

$$Q_{в}^{г} = 3{,}6 \sum \Phi_{в} \frac{t_{в} - t_{ср.о}}{t_{в} - t_{н.в}} n_{о.п} z_{в}, \qquad (29.6)$$

где $\Phi_{в}$ — тепловая мощность системы вентиляции, кВт; $t_{н.в}$ — расчетная зимняя вентиляционная температура наружного воздуха, °С; $z_{в}$ — среднее число часов работы системы вентиляции за отопительный период при отсутствии данных принимают $z_{в} = 16$ ч.

Годовой расход теплоты на горячее водоснабжение

$$Q_{г.в}^{г} = 3{,}6 [n_{о.п} z_{0} \Phi_{г.в}^{ср} + (350 - n_{о.п}) z_{0} \Phi_{г.в}^{ср.л}], \qquad (29.7)$$

где $\Phi_{г.в}^{ср}$ — средняя тепловая мощность системы горячего водоснабжения в отопительный период, кВт; $\Phi_{г.в}^{ср.л}$ — средняя тепловая мощность системы горячего водоснабжения в летний период, кВт.

Средние тепловые мощности $\Phi_{г.в}^{ср}$ и $\Phi_{г.в}^{ср.л}$ находят по формулам

$$\Phi_{г.в}^{ср} = \frac{\Phi'_{г.в}}{\beta_1} + \frac{\Phi''_{г.в}}{\beta_2}; \qquad (29.8)$$

$$\Phi_{г.в}^{ср.л} = \Phi_{г.в}^{ср} \frac{t_{г} - t_{х.л}}{t_{г} - t_{х}}, \qquad (29.9)$$

где $\Phi_{г.в}'$ и $\Phi_{г.в}''$ — соответственно тепловые мощности системы горячего водоснабжения зданий и технологических процессов; $t_{х.л}$ — температура холодной воды в летний период года (принимается равной 15 °С); $t_{х}$ — температура холодной воды в зимний период года (принимается равной 5 °С); β_1 и β_2 — коэффициенты часовой неравномерности теплового потребления ($\beta_1 = 2{,}5$; $\beta_2 = 4{,}0$).

Годовой расход теплоты на отопление и вентиляцию животноводческих зданий

$$Q_{(от+в)_{ж}}^{г} = 3{,}6 \left[(\Phi_{т.п} + \Phi_{в}) \frac{t_{в} - t_{ср.о}}{t_{в} - t_{н.о}} + \Phi_{и} - \Phi_{ж} \right] n_{о.п}, \qquad (29.10)$$

где $\Phi_{т.п}$; $\Phi_{в}$; $\Phi_{и}$; $\Phi_{ж}$ — тепловые мощности теплопотерь через наружные ограждения, расходуемые на нагрев вентиляционного воздуха, на испарение влаги с открытых водных и смоченных поверхностей, свободных тепловыделений животных, кВт; $n_{о.п}$ — продолжительность отопительного периода, ч.

Годовой расход теплоты на технологические нужды

$$Q^{г}_{т.н} = 3{,}6 \xi_{т.н} \Sigma \Phi_{т.н} z, \qquad (29.11)$$

где $\Phi_{т.н}$ — тепловая мощность систем технологического теплоснабжения; $\xi_{т.н}$ — коэффициент, учитывающий совпадение максимумов нагрузок отдельных потребителей; z — годовой фонд рабочего времени отдельных потребителей. Можно принять для ремонтных мастерских $z = 2075$ ч, для мойки машин $z = 1500$ ч, для потребителей животноводческих ферм $z = 1000$ ч.

В соответствии с данными А. А. Захарова для определения тепловой мощности отдельных потребителей $\Phi_{т.н}$ следует поль-

зоваться формулой

$$\Phi_{т.п}=0{,}278\psi D(h_п-\eta h_{воз}), \qquad (29.12)$$

где ψ — коэффициент спроса на теплоту, равный 0,6...0,7; D — расход пара или горячей воды, кг/ч; $h_п$ — энтальпия пара или горячей воды, кДж/кг; η — коэффициент, учитывающий потери конденсата или обратной воды. Можно принять $\eta=0{,}7$; $h_{воз}$ — энтальпия возвращаемого конденсата или обратной воды, кДж/кг.

Для паровых систем теплоснабжения годовой расход теплоты определяют с учетом удельных норм расхода пара на единицу обрабатываемого или производимого продукта

$$Q^г_{т.п}=n\sum_{l=1}^{n} m_l M_l (h_п-h_{п.в}), \qquad (29.13)$$

где n — продолжительность периода использования теплоты на технологические нужды, обычно принимаемая равной 350 сут; m_i — удельный расход пара, кг/кг; M_i — среднесуточная норма потребления или производства продукции, кг/сут; $h_п$ — энтальпия пара, кДж/кг; $h_{п.в}$ — энтальпия питательной воды в котельной установке, кДж/кг.

Годовой расход теплоты по всем потребителям:

$$Q^г=Q^г_{от}+Q^г_{г.в}+Q^г_{в}+Q^г_{т.н}. \qquad (29.14)$$

Годовой расход топлива системой теплоснабжения определяют по формуле, т:

$$B^г=K\frac{Q^г}{Q^р_н\eta_к}, \qquad (29.15)$$

где K — коэффициент запаса на неучтенные расходы теплоты (на собственные нужды котельной установки, потерь теплоты в сетях и т. п.), $K=1{,}1...1{,}2$; $Q_н^р$ — теплота сгорания топлива, кДж/кг (для газообразного топлива $Q_н^р$ — в кДж/м³); $\eta_к$ — КПД котельной установки (при работе на твердом топливе $\eta_к=0{,}6...0{,}7$, на жидком и газообразном — 0,8).

Расход условного топлива

$$B^г_{усл}=B^г\frac{Q^р_н 10^{-3}}{29{,}3}, \qquad (29.16)$$

где 29,3 — теплота сгорания условного топлива, МДж/кг.

29.3. ПОДБОР КОТЛОВ

В сельском хозяйстве применяют как водогрейные, так и паровые котлы. Их основная характеристика — тепловая мощность (в основном, водогрейные котлы), либо номинальная паропроизводительность (паровые котлы). В котельных установках централизованного теплоснабжения устанавливают па-

ровые котлы паропроизводительностью не меньше 2,5 т/ч и водогрейные — тепловой мощностью не меньше 4,6 МВт. При децентрализованном теплоснабжении используют котлы малой производительности, теплогенераторы, отопительные печи, газовые и электрические водонагреватели.

При заданном виде теплоносителя, роде топлива и способе сжигания выбор котлов зависит от величины тепловой мощности, определяемой для зимнего и летнего периодов года. В холодный период расчетная тепловая мощность равна сумме максимальной тепловой мощности системы отопления, вентиляции, горячего водоснабжения и расхода теплоты на технологические нужды. В летний период расчетная мощность складывается из максимальных значений потребления теплоты на горячее водоснабжение и технологические нужды.

Подбор котлов осуществляют по расчетной максимальной тепловой мощности для зимнего периода

$$\Phi_{уст} = 1{,}2\Phi_{п.з}, \qquad (29.17)$$

где $\Phi_{уст}$ — суммарная тепловая мощность всех котлов, установленных в котельной, кВт; $\Phi_{п.з}$ — суммарное теплопотребление в зимнее время, кВт.

При выборе котлов руководствуются следующим: число котлов не должно быть меньше двух и больше шести (последнее количество относится к чугунным котлам); рекомендуется устанавливать однотипные котельные агрегаты с одинаковой производительностью; резервные котлы не устанавливаются; в тех случаях, когда тепловая нагрузка колеблется незначительно, следует отдавать предпочтение котельным агрегатам с большей единичной производительностью, что приводит к меньшему числу котлов в котельной; допускается работа котлов с перегрузкой или недогрузкой, не превышающей 25% номинальной.

При известном значении $\Phi_к$ тепловой мощности котла число котлов в котельной определяют по формуле

$$m = \Phi_{уст}/\Phi_к. \qquad (29.18)$$

Тепловую мощность паровых котлов находят из выражения

$$\Phi_к = 0{,}278D(h_п - h_{п.в}), \qquad (29.19)$$

где D — паропроизводительность, кг/ч.

Подбор котлов осуществляют также по площади поверхности нагрева $A_к$, которую для водогрейных и паровых котлов низкого давления (с избыточным давлением до 68,7 кПа) определяют по формуле

$$\Sigma A_к = \Phi_{уст}/(\Phi/A_к), \qquad (29.20)$$

где $\Phi/A_к$ — удельное тепловое напряжение поверхности нагрева котлов, кВт/м². Можно принять: для котлов КЧ-1 значение $\Phi/A_к$ 12...14, для котлов КЧ-2 — 13...14, для котлов КЧ-3 — 12...14 кВт/м².

Для паровых котлов высокого давления

$$A_к = (1{,}1 \ldots 1{,}2) D_{р.н} / (D/A_к). \qquad (29.21)$$

где $D_{р.н}$ — расчетное количество нормального пара, $D_{р.н} = D_р (h_п - h_{пер})/2680$; 2680 — энтальпия нормального пара, кДж/кг; $D/A_к$ — напряжение поверхности нагрева по нормальному пару (так называемый паросъем), кг/(м²·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, подогреваемая в сетевых теплообменных аппаратах паром, вырабатываемым в котлах.

29.4. ГРАФИКИ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЗКИ

Особенность потребления теплоты в сельском хозяйстве — ее неравномерность в течение года и, следовательно, относительно кратковременное использование тепловой мощности оборудования систем теплоснабжения.

Для рациональной эксплуатации системы теплоснабжения необходимо знать величину и характер тепловой нагрузки. С этой целью определяют закономерность ее изменения в течение суток, сезона и года и строят соответствующие графики.

Производство и рациональное распределение теплоты в сельском хозяйстве осуществляется на основе графиков тепловых

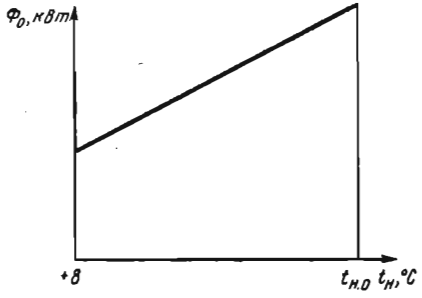


Рис. 29.1. График расхода теплоты на отопление.

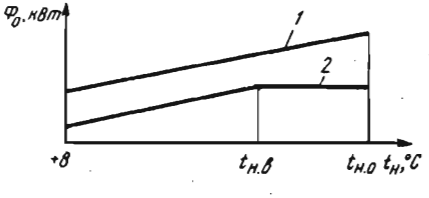


Рис. 29.2. График расхода теплоты на вентиляцию:

1 — для производственных целей; *2* — для общественных зданий.

нагрузок. При построении суточных графиков учитывают принятую технологию производства и режим рабочего дня.

График изменения расхода теплоты на отопление здания (зданий) в зависимости от температуры окружающей среды приведен на рисунке 29.1.

График изменения расхода теплоты на вентиляцию, как и на отопление, строится от температуры наружного воздуха +8 °С до расчетной наружной температуры на отопление $t_{н.о}$. На рисунке 29.2 приведены графики подачи теплоты на вентиляцию производственных зданий (*1*) и на вентиляцию общественных зданий (*2*). В последнем случае при понижении температуры воздуха от расчетной наружной вентиляционной температуры $t_{н.в}$ до $t_{н.о}$ расход теплоты на вентиляцию не увеличивают.

Суточный график тепловой нагрузки на горячее водоснабжение показан на рисунке 29.3. В течение отопительного периода (пределы температуры 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 $Ф_{г.в}^{ср.е}$ уменьшают, сохраняя постоянным в течение всего периода.

График технологической нагрузки зависит от профиля производственных сельскохозяйственных предприятий и режима их работы.

Суммарный суточный график теплового потребления на горячее водоснабжение и на техническое теплоснабжение изображен на рисунке 29.4. Следует подчеркнуть, что технологическое теплоснабжение, как и горячее водоснабжение, производится круглый год. В качестве примера (рис. 29.5) приведены графики тепловых нагрузок для ряда конкретных животноводческих ферм.

Для анализа режима работы системы теплоснабжения

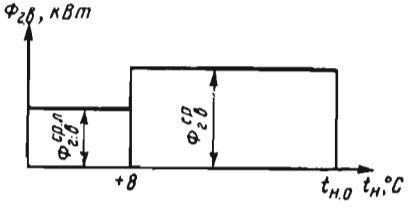


Рис. 29.3. График расхода теплоты на горячее водоснабжение.

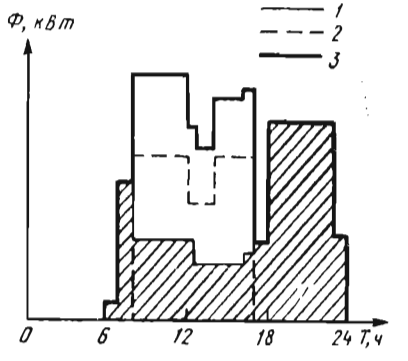


Рис. 29.4. График расхода теплоты:
1 — на горячее водоснабжение; *2* — на технологические нужды; *3* — суммарный расход.

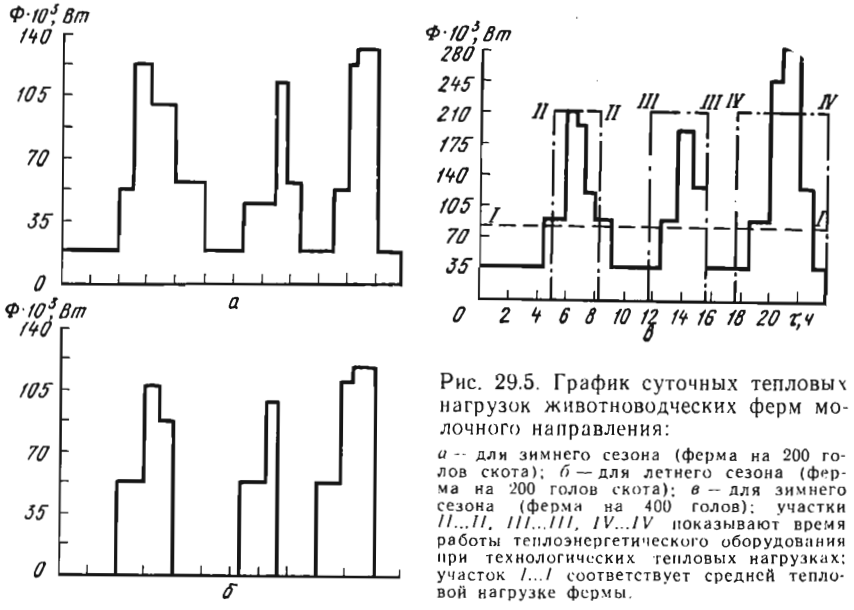


Рис. 29.5. График суточных тепловых нагрузок животноводческих ферм молочного направления:

а — для зимнего сезона (ферма на 200 голов скота); *б* — для летнего сезона (ферма на 200 голов скота); *в* — для зимнего сезона (ферма на 400 голов); участки *II...II, III...III, IV...IV* показывают время работы теплоэнергетического оборудования при технологических тепловых нагрузках; участок *I...I* соответствует средней тепловой нагрузке фермы.

и выбора теплового оборудования строят годовые графики для сезонной нагрузки (отопления и вентиляции). По оси абсцисс откладывают число часов отопительного периода, а по оси ординат — часовой расход теплоты при данной температуре (рис. 29.6).

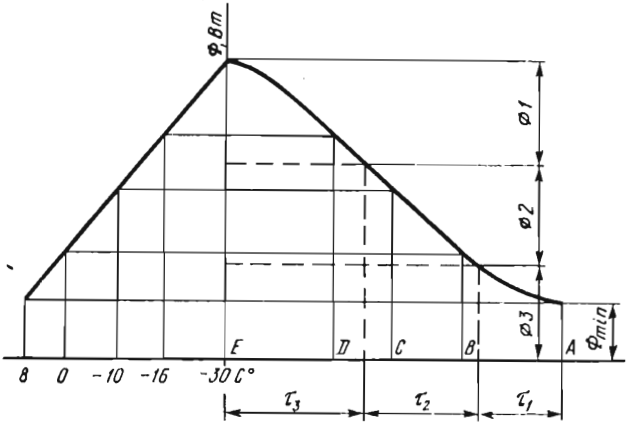


Рис. 29.6. График продолжительности сезонной тепловой нагрузки.

Обозначенная на графике точка A соответствует температуре наружного воздуха 8 °С, т. е. началу отопительного сезона. Тепловая нагрузка, соответствующая этой температуре, наблюдается в течение всего отопительного сезона, и поэтому длительность ее стояния соответствует продолжительности отопительного сезона. Точки B, C и D соответствуют температурам 0, —10 и —15 °С, а длительность их стояния и других более низких температур берется из климатических таблиц для данной местности. Точка E соответствует расчетной температуре наружного воздуха $t^{р}_{н.о}$. Из опорных точек A, B, C, D ставят ординаты, на которых в определенном масштабе откладывают тепловые нагрузки. По ординате, проведенной из точки E, откладывают расчетную тепловую нагрузку, соответствующую $t^{р}_{н.о}$. Промежуточные значения тепловых нагрузок $Q_{i_{отп}}$ между $Q_{отп}{}^{max}$ и $Q_{отп}{}^{min}$ могут быть найдены по формуле

$$Q_{i_{отп}} = Q^{max}_{отп} \frac{t_{вн} - t'_{н}}{t_{вн} - t'_{н.о}}, \qquad (29.22)$$

где $Q_{отп}{}^{max}$ — максимальная расчетная тепловая нагрузка, Вт; $t_{вн}$ — температура воздуха внутри помещений, °С; $t'_{н}$ — температура наружного воздуха, °С.

Чтобы облегчить нахождение величин ординат опорных точек, слева строится вспомогательный график изменения тепловых нагрузок в зависимости от температуры наружного воздуха и искомые нагрузки переносятся с него на ординаты опорных точек.

Правая часть площади графика (см. рис. 29.6) эквивалентна количеству теплоты, необходимой для отопления и вентиляции в отопительный сезон.

Предположим, что в котельной установлены три однотипных котла одинаковой тепловой мощности, т. е. $Ф_1 = Ф_2 = Ф_3$ (рис. 29.6). Из графика продолжительности нагрузки следует, что в течение периода времени τ_3 должны работать все три котла: τ_2 — время одновременной работы двух котлов; τ_1 — время работы одного котла.

29.5. КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Потребление теплоты в сельском хозяйстве имеет ряд особенностей, которыми определяется выбор системы теплоснабжения. Это, во-первых, относительно небольшая тепловая мощность потребителей теплоты, как правило, не превышающая 10 МВт (для крупных сельскохозяйственных комплексов и населенных пунктов нагрузка может достигнуть 35 МВт и более); во-вторых, это низкая единичная концентрация потребителей теплоты; в-третьих, низкая плотность застройки в сельских на-

селенных пунктах, а, следовательно, рассредоточенность потребителей.

В зависимости от размещения и мощности источника, системы теплоснабжения подразделяют на централизованные и децентрализованные.

Централизованное теплоснабжение производится от крупных отопительно-производственных или отопительных котельных установок, обслуживающих несколько групп зданий или потребителей, а также от теплоэлектроцентралей (ТЭЦ).

Децентрализованное теплоснабжение производится от местных и индивидуальных источников теплоты (небольших котельных установок, теплогенераторов, газовых и электрических водонагревателей, отопительных печей).

Расчеты показывают, что при длине тепловых сетей более 0,5...0,6 км в сельских условиях экономически целесообразно применять местные источники теплоснабжения.

Системы теплоснабжения могут быть открытыми и закрытыми.

В открытых системах циркулирующая в тепловой сети вода частично или полностью разбирается для горячего водоснабжения.

В закрытых системах вода или пар, циркулирующие в тепловой сети, из сети не отбираются. Они служат теплоносителем для подогрева воды в теплообменнике. Как водяные, так и паровые системы делятся на однотрубные, двухтрубные и многотрубные.

Однотрубные (разомкнутые) системы наиболее экономичны. Для водяной системы это целесообразно в тех случаях, когда среднечасовой расход сетевой воды на отопление и горячее водоснабжение совпадает со среднечасовым расходом воды, идущей на горячее водоснабжение.

Однотрубные паровые системы могут быть как с возвратом, так и без возврата конденсата. Для возврата конденсата требуется сооружение конденсатопроводов, конденсатных баков и установки конденсатных насосов.

Двухтрубная система применима в случаях, когда потребителям требуется теплота примерно одного потенциала. В сельскохозяйственных предприятиях, в которых имеется технологический потребитель высокого потенциала, могут применяться трехтрубные водяные сети.

В трехтрубных системах две трубы — подающие, одна — для возврата конденсата.

Принципиальные схемы водяных систем теплоснабжения показаны на рисунке 29.7. В однотрубной (разомкнутой) схеме (рис. 29.7, *а*) вода из котла подается в систему отопления (сплошная линия) и горячего водоснабжения (штриховая ли-

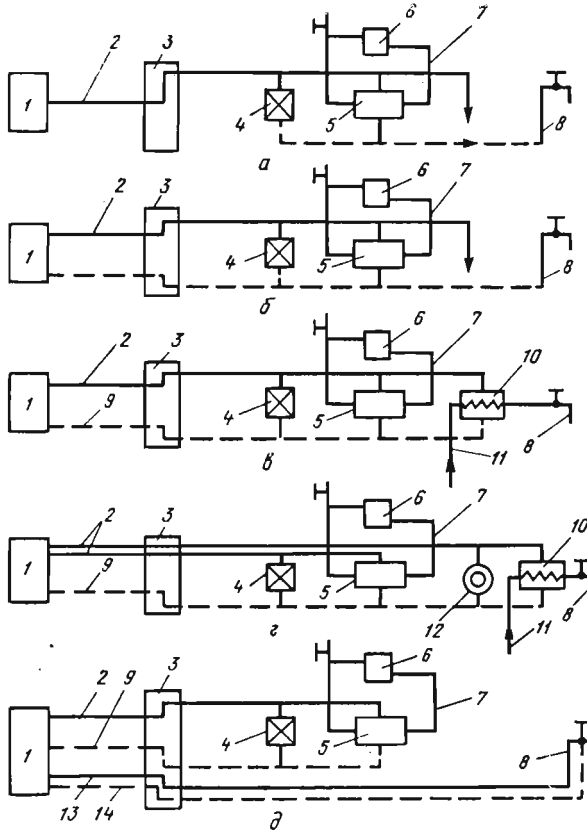


Рис. 29.7. Принципиальные схемы водяных систем теплоснабжения:

а — однотрубной; *б* — двухтрубной открытой; *в* — двухтрубной закрытой; *г* — трехтрубной; *д* — четырехтрубной; *1* — котельная; *2* — подающий трубопровод тепловой сети; *3* — абонентский теплообменник; *4* — теплообменник горячего водоснабжения; *5* — бак; *6* — нагревательный прибор; *7* — трубопровод местной системы отопления; *8* — местная система горячего водоснабжения; *9* — обратный трубопровод тепловой сети; *10* — теплообменник горячего водоснабжения; *11* — холодный водовод; *12* — технологический аппарат; *13* — подающий трубопровод горячего водоснабжения; *14* — рециркуляционный трубопровод горячего водоснабжения.

ния). Полузамкнутая двухтрубная система (вода для системы отопления и горячего водоснабжения подается по определенным трубопроводам) показана на рисунке 29.7, *б*. Закрытая двухтрубная система (с полным возвратом конденсата в котельную) изображена на рисунке 29.7, *в*. Если расход воды на технологические нужды мало изменяется, отдают предпочтение трехтрубной системе (рис. 29.7, *г*). В четырехтрубной системе (рис. 29.7, *д*) вода для горячего водоснабжения поступает непосредственно из котла. Рециркуляционная вода возвращается

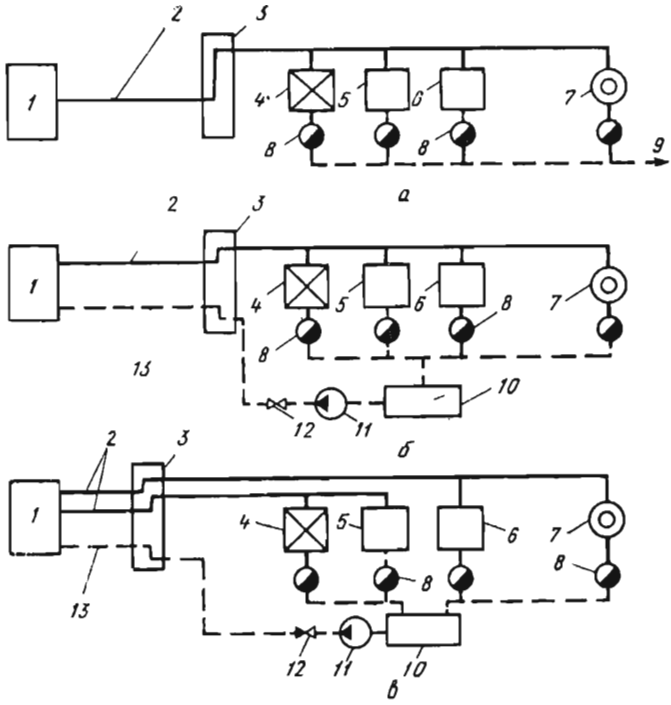


Рис. 29.8. Принципиальные схемы паровых систем теплоснабжения:

а — однотрубной без возврата конденсата; *б* — двухтрубной с возвратом конденсата; *в* — трехтрубной с возвратом конденсата; *1* — котел паровой; *2* — паропровод; *3, 4, 5, 6* — теплообменники горячего водоснабжения; *7* — технологический аппарат; *8* — конденсатоотводчик; *9* — дренаж; *10* — конденсатосборник; *11* — насос; *12* — обратный клапан; *13* — конденсатопровод.

в котельную. Две другие трубы (подающий и рециркуляционный трубопроводы) служат для систем отопления. Подобная схема требует большого расхода труб и может быть рекомендована лишь для мелких систем.

Паровые одно- и двухтрубные системы теплоснабжения показаны соответственно на рисунках 29,8, *а*, 29.8, *б*, 29.8, *в*. Однотрубные системы применяют при небольших расходах пара. В таких системах конденсат не возвращается от потребителей теплоты к источнику. В двухтрубных системах конденсат собирается от теплопотребителей в общий бак, откуда насосом перекачивается к источнику теплоты. Многотрубные системы применяют в тех случаях, когда требуется пар различного давления.

Регулирование систем теплоснабжения производят для централизованных систем теплоснабжения на ТЭЦ или в котельных. Для децентрализованных (местных) систем — на абонентских вводах или непосредственно у теплопотребителей.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют системой теплоснабжения? Дайте краткую характеристику потребителям теплоты в сельском хозяйстве. 2. Как определяют мощность системы отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилых и общественных зданий? 3. Как вычисляют годовой расход теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение? 4. Как находят годовой расход теплоты на отопление и вентиляцию животноводческих зданий и на технологические нужды? 5. Приведите расчетные формулы для определения годового расхода теплоты по всем потребителям, расхода топлива, условного топлива и проанализируйте их. 6. Каковы основные руководящие положения при выборе котлов? Как осуществляют подбор водогрейных и паровых котлов низкого давления и паровых котлов высокого давления? 7. Приведите и проанализируйте график изменения расхода теплоты на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение, а также график суммарного теплопотребления на горячее водоснабжение и на технологические нужды. Проанализируйте годовой график продолжительности нагрузки для отопления и вентиляции. Как определяется время работы котлов, установленных в котельной? 8. Дайте классификацию и краткую характеристику систем теплоснабжения. 9. Рассмотрите схемы водяных систем теплоснабжения. 10. Расскажите о паровых системах теплоснабжения.

Глава 30. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

30.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Тепловая сеть — это система трубопроводов, по которым теплота посредством теплоносителя (горячей воды или пара) передается от генератора теплоты к тепловым потребителям.

В сельском хозяйстве тепловые сети имеют свои особенности, обусловленные малой плотностью и значительными колебаниями тепловой нагрузки.

Схема тепловой сети определяется следующими факторами: размещением источника теплоснабжения по отношению к району теплового потребления, характером тепловой нагрузки потребителей; выходом теплоносителя. Основные принципы, которыми руководствуются при выборе схемы тепловых сетей, — это надежность обеспечения потребителя теплотой и экономичность системы теплоснабжения.

Тепловые сети подразделяются на:

магистральные, прокладываемые по главным направлениям объектов теплопотребления;

распределительные, которые расположены между магистральными тепловыми сетями и узлами ответвления;

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 требует большого расхода труб.

При небольших диаметрах магистралей, что характерно для сельских тепловых сетей, применяют радиальную схему 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 сети отопления и вентиляции и 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 четырехтрубную, двухтрубную и однотрубную тепловую сеть.

Совокупность трех основных элементов: трубопровода, по которому транспортируется теплоноситель (его обычно выполняют из стальных труб); изоляционной конструкции; несущей конструкции, которая воспринимает весовую нагрузку самого теплопровода, усилия, возникающие при работе тепловой сети и т. д. — называют *теплопроводом*.

Прокладка тепловых сетей может быть наземной и подземной.

Наземная прокладка допускается на территории предприятия, на площадках, свободных от застройки. В сельских населенных пунктах наземная прокладка может быть на низких опорах и опорах средней высоты.

Подземная прокладка наиболее распространена. Различают канальную и бесканальную прокладку. При канальной прокладке изоляционная конструкция трубопроводов разгружена от внешних нагрузок грунта. При бесканальной прокладке изоляционная конструкция теплопроводов испытывает нагрузку грунта. Каналы сооружают проходными, полупроходными и непроходными.

В Советском Союзе разработаны унифицированные коробчатые железобетонные элементы разных размеров шириной от 600 до 1200 мм и высотой от 300 до 1200 мм. При помощи этих элементов собирают непроходные каналы для теплопроводов с воздушным зазором (рис. 30.1). Используют несколько способов бесканальной прокладки тепловых сетей (рис. 30.2): засыпную, монолитную и из гибридных порошков.

При засыпном способе трубопроводы укладывают на опоры (бетонные подушки, деревянные бруски и другие, рисунок 30.2, *а*). Засыпка служит изоляцией, в качестве которой используют: гравий, крупнозернистый песок, фрезерный торф, керамзит и т. п.

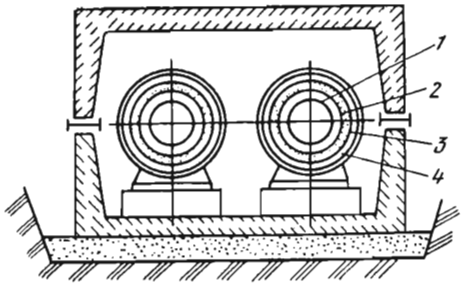


Рис. 30.1. Непроходной канал:

1 — теплоотвод; *2* — антикоррозийное покрытие; *3* — теплоизоляционный слой; *4* — защитно-механическое покрытие.

Этот способ применим при температуре теплоносителя не более 115 °С.

Монолитные бесканальные прокладки (рис. 30.2, *б*) более совершенны. Их можно применять при температуре теплоносителя до 180 °С, используя литые теплопроводы в пенобетонном массиве. Нашли применение и другие оболочки (газосиликатные, битумоперлитовые и др.).

Перспективна прокладка теплопроводов в гидрофобных порошках (рис. 30.2, *в*). Преимущество этого способа заключается в простоте изготовления изоляционного слоя.

Одна из конструкций такого типа — бесканальный теплопровод в засыпных самоспекающихся асфальтитах (асфальтоизолах). В результате изготовления такого слоя на поверхности трубы образуется плотный слой из расплавленного асфальтоизола, который защищает трубу от коррозии и увлажнения. За первым слоем образуется второй пористый, служащий основным изоляционным слоем. Третий наружный порошкообразный слой также служит изоляцией.

Для бесканальных теплопроводов индустриальным способом изготавливают теплопровод с битумоперлитовой изоляцией. Эти оболочки работают без адгезии (сцепления) к наружной поверхности трубы. Другая модификация индустриальной конструкции теплопроводов при бесканальной их прокладке — это трубы с оболочками из фенольного поропласта, которые имеют адгезию к поверхности теплопровода.

В сухих грунтах теплопроводы укладывают в непроходные каналы на основу из крупнозернистого песка или другого фильтрационного материала. Используют также бесканальную прокладку трубопроводов.

При прокладке в мокрых грунтах, при высоком уровне грунтовых вод, стенки канала, основание и перекрытие оклеиваются снаружи гидроизоляционными материалами на битумной мастике.

30.2. ИЗОЛЯЦИЯ ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Тепловая изоляция — важный элемент теплопроводов. Она приводит к снижению тепловых потерь и, следовательно, к уменьшению падения температуры на пути от источ-

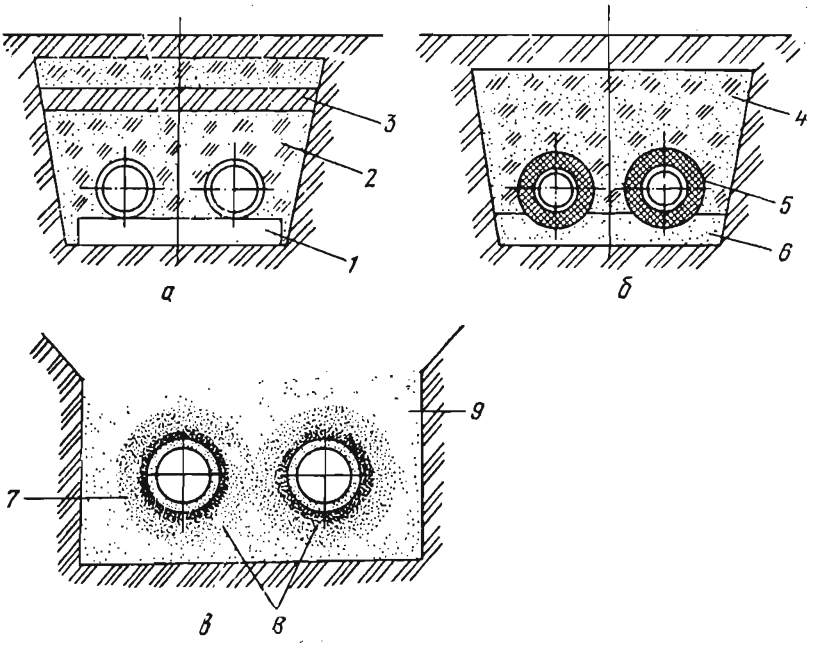


Рис. 30.2. Бесканальная прокладка теплопроводов:

а — засыпная; *б* — монолитная; *в* — из гидрофобных порошков; *1* — опора; *2* — засыпная изоляция; *3* — слой утрамбованной глины; *4* — грунт; *5* — монолитная изоляция; *6* — песчаная подсыпка; *7* — плотный слой; *8* — пористый слой; *9* — порошкообразный слой.

ника к тепловому потребителю, что повышает качество теплоснабжения. От качества изоляции зависит долговечность теплопроводов.

В качестве тепловой изоляции широко применяют изделия из минеральной ваты. Слой изоляции защищают от увлажнения битумировкой. Укладку изоляционной конструкции производят следующим образом. На стальную поверхность трубы накладывают антикоррозионное покрытие, поверх которого укладывают минеральную вату в виде скорлупы, армированной стальной сеткой. Поверх нее устанавливают полуцилиндрические асбоцементные футляры, которые закрепляются бандажами из кровельной стали (см. рис. 30.1). На практике в качестве изоляции используют также пенобетон, пеносиликат, перлитобетон, битумперлит, керамзитобетон и др.

При бесканальной прокладке теплопроводов применяют засыпную изоляцию. Для изоляции арматуры тепловых сетей, компенсаторов и фасонных сетей используют обверточную изоляцию в виде матрацев, шлангов. Изоляционным материалом

служит минеральная вата, асбестовая крошка и др. В сельском хозяйстве иногда используют соломенные жгуты.

Толщину тепловой изоляции определяют на основе технико-экономических расчетов.

30.3. ТРУБЫ И ИХ ОПОРЫ

Для сооружения тепловых сетей чаще всего используют стальные трубы. При диаметре до 400 мм — бесшовные. Для водяных тепловых сетей при избыточном давлении $p \leqslant 2$ МПа и $t \leqslant 20$ °С рекомендуются трубы из сталей Ст. 2 сп, Ст 3 сп, а также сталей 10, 20.

Обычно глубина заложения теплопроводов равна 0,5 ... 1,0 м. Минимальный уклон водяных сетей принимается равным 0,002. Для паровых сетей при направлении уклона по ходу пара минимальный уклон равен 0,002, а для направления против хода пара — 0,01.

Трубы укладывают на специальных опорах, которые бывают двух типов: свободные и неподвижные. На свободных опорах трубопроводы могут перемещаться при температурных деформациях. Неподвижные опоры фиксируют положение трубопроводов на определенных участках. Расстояние между подвижными опорами: при $D = 25 \ldots 50$ мм $L = 60$ м; при $D = 80 \ldots 400$ мм $L = 30$ м. Расстояние между неподвижными опорами при наличии П-образных компенсаторов: при $D = 40$ мм $L = 45$ м; при $D = 70$ мм $L = 55$ м; при $D = 100$ мм $L = 65$ м; при $D = 150$ мм $L = 80$ м; при $D = 200$ мм $L = 95$ м.

30.4. КОМПЕНСАЦИЯ ТЕПЛОВОГО УДЛИНЕНИЯ ТРУБ

При передаче теплоты происходит нагрев и вследствие этого температурная деформация теплопроводов. Напряжения, возникающие при этом в трубах, воспринимаются компенсаторами.

Компенсационные устройства подразделяются на осевые и радиальные. Осевые компенсаторы бывают двух типов: сальниковые и упругие (линзовые).

В осевых компенсаторах обеспечивается осевое перемещение трубопроводов за счет их телескопического устройства (сальниковые компенсаторы) или сжатия пружинящих вставок (линзовые компенсаторы).

Между стаканом и корпусом компенсатора телескопического устройства располагают сальниковую набивку выполненную из асбестовых прографиченных колец. Осевые компенсаторы используют в тепловых сетях с диаметром труб более 200 мм и поэтому в сельском хозяйстве практически не применяются.

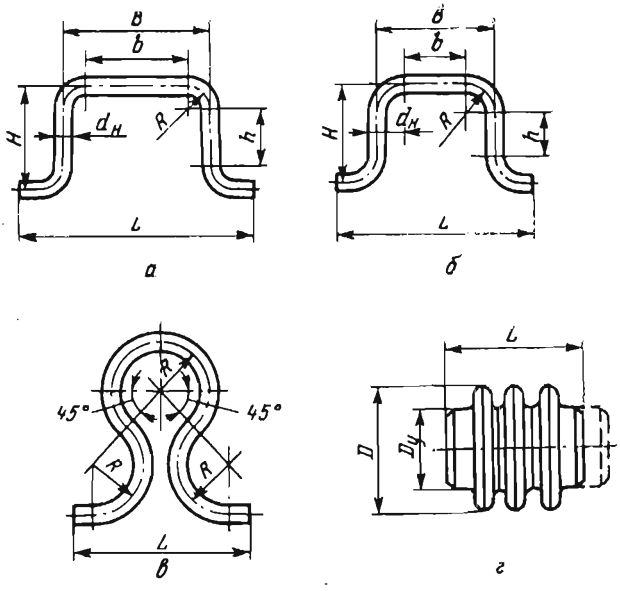


Рис. 30.3. Компенсаторы:

а — П-образный; *б* — П-образный равносторонний ($b=h$); *в* — лирообразный; *г* — трехволновый линзовый.

К радиальным компенсаторам относят гибкие устройства, обеспечивающие естественную компенсацию: П-образные и лирообразные (рис. 30.3).

Достоинства гнутых компенсаторов заключаются в: передаче на неподвижные опоры только сил упругости компенсаторов; значительной компенсирующей способности (в зависимости от диаметра теплопроводов компенсирующая способность составляет 200...600 мм, причем, чем больше диаметр труб, тем больше компенсирующая способность).

К недостаткам гнутых компенсаторов относятся: большая стоимость тепловых сетей, повышенное гидравлическое сопротивление, большие затраты на строительство специальных камер для компенсаторов и затруднения в их размещении, особенно в условиях жилых поселков.

Камеры для компенсаторов по форме соответствуют их конфигурации. Конструкция такой камеры аналогична конструкции канала.

Тепловое удлинение Δl теплопроводов определяют по формуле

$$\Delta l = \alpha l (t - t_0), \qquad (30.1)$$

где α — коэффициент линейного удлинения, мм/(м·к); t — температура теплоносителя, °С; t_0 — температура окружающей среды, °С. Коэффициент линейного удлинения стальных труб равен 0,012 мм/(м·к). Температуру теплоносителя принимают равной максимальной температуре на коллекторе в теплоисточнике. Температуру окружающей среды принимают равной температуре воздуха в непроходных каналах для холодного периода года. При бесканальной прокладке можно принять $t_0 = 1 \ldots 3$ °С, что соответствует температуре грунта в зимнее время.

30.5. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

При гидравлическом расчете тепловых сетей определяют: пропускную способность тепловых сетей при заданных параметрах теплоносителя, падение давления, диаметр труб теплопроводов, увязку всех точек системы с целью обеспечения требуемых значений давления и расхода теплоносителя у потребителей.

Падение давления в теплопроводе Δp представляют как сумму двух слагаемых

$$\Delta p = \Sigma \Delta p_л + \Sigma \Delta p_м, \tag{30.2}$$

где $\Sigma \Delta p_л$ — падение давления на линейных участках; $\Sigma \Delta p_м$ — падение давления в местных сопротивлениях.

Падение давления на прямолинейном участке $\Delta p_л$

$$\Delta p_л = p_л l, \tag{30.3}$$

где $p_л$ — удельное падение давления (отнесенное к единице длины трубопровода), Па/м; l — длина трубопровода, м.

В соответствии с уравнением Дарси

$$p_л = \lambda \frac{\rho}{d} \frac{w^2}{2} = 0{,}812 \lambda \frac{m^2}{d^5 \rho}, \tag{30.4}$$

где λ — коэффициент сопротивления трения; w — скорость движения теплоносителя, м/с; ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; d — внутренний диаметр трубопровода; m — массовый расход, кг/с.

Расчетные выражения для коэффициента трения λ приведены в курсе гидравлики. Для стальных водопроводов можно пользоваться формулой С. Ф. Копьева

$$\lambda = 0{,}014 / \sqrt[4]{d}. \tag{30.5}$$

Потери давления в местных сопротивлениях $\Sigma \Delta p_м$

$$\sum \Delta p_м = \sum \xi \rho \frac{w^2}{2}, \tag{30.6}$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

В расчетах пользуются понятием эквивалентной длины местных сопротивлений, на которой линейное падение давления рав-

по падению давления в местных сопротивлениях

$$l_э = \sum \xi \frac{d}{\lambda} = a_м l, \tag{30.7}$$

где $a_м$ — коэффициент местных потерь.

Очевидно, что суммарные потери давления на данном участке

$$\Delta p = p_л (l + l_э). \tag{30.8}$$

Внутренний диаметр теплопроводов определяют из уравнений:

для паропроводов

$$D v_п = \frac{\pi d^2}{4} w; \tag{30.9}$$

для водяных сетей

$$m v_в' = \frac{\pi d^2}{4} w, \tag{30.10}$$

где D — расход пара, кг/с; $v_п$ — удельный объем пара, м³/кг; m — расход воды, кг/с; $v_в'$ — удельный объем горячей воды, м³/кг.

Минимальный условный диаметр труб водяных тепловых сетей принимают равным 40 мм.

30.6. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Задачи теплового расчета — это определение тепловых потерь на отдельных участках теплопровода и общих потерь тепловой сети; расчет величины падения температуры теплоносителя; выбор конструкции и толщины тепловой изоляции. В специальных расчетах кроме того определяют температурное поле вокруг теплопровода.

Удельные потери теплоты в окружающую среду

$$q = (t_т - t_о)/R, \tag{30.11}$$

где $t_т$ — температура теплоносителя, °С; $t_о$ — температура окружающей среды, °С; R — суммарное термическое сопротивление.

$$R = R_в + R_{тр} + R_и + R_н, \tag{30.12}$$

где $R_в$, $R_{тр}$, $R_и$, $R_н$ — сопротивление термическое при теплоотдаче к внутренней поверхности трубы, стенки трубы, слоя изоляции и от наружной поверхности изоляции наружу, м·К/Вт, отнесенные к единице длины теплопровода.

Сопротивление теплоотдаче внутренней поверхности единицы длины трубопровода

$$R_в = \frac{1}{\pi d \alpha_в}, \tag{30.13}$$

где d — внутренний диаметр трубы, м; πd — площадь поверхности 1 м длины трубы; $\alpha_в$ — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К). Значение $\alpha_в$ находят по формулам, приведенным в главе 12 для условий вынужденной конвекции.

Термическое сопротивление $R_{тр}$ мало по отношению к другим членам уравнения (30.12) и поэтому в расчетах его не учитывают.

Термическое сопротивление слоя изоляции определяют по формуле, аналогичной (8.31)

$$R_л = \frac{1}{2\pi\lambda_л} \ln \frac{d_2}{d_1}, \qquad (30.14)$$

где $\lambda_л$ — теплопроводность слоя, Вт/(м·К); d_1, d_2 — внутренний и наружный диаметры изоляционного слоя, м.

Сопротивление теплоотдаче от наружной поверхности изоляции в окружающую воздушную среду находят по формуле, аналогичной формуле (30.13)

$$R_п = \frac{1}{\pi d_2 \alpha_н}, \qquad (30.15)$$

где $\alpha_н$ — коэффициент теплообмена наружной поверхности тепловой изоляции, представленный в виде суммы двух слагаемых

$$\alpha_п = \alpha^н_л + \alpha^н_к, \qquad (30.16)$$

где $\alpha_л^н$ — коэффициент теплоотдачи излучением, Вт/(м²·К); $\alpha_к^н$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К).

Значение $\alpha_л$ рассчитывают по формуле

$$\alpha_л = C \frac{\left(\frac{T_{н.п}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_о}{100}\right)^4}{T_{н.п} - T_о}, \qquad (30.17)$$

где C — коэффициент излучения серых тел, Вт/(м²·К⁴); для поверхности теплопроводов, изоляции и т. п. C=4,4...5,0 Вт/(м²·К⁴); $T_{н.п}$ — температура наружной поверхности изоляции, К; $T_о$ — температура окружающей среды, К.

Коэффициент теплообмена от горизонтальной трубы к воздуху при естественной конвекции $\alpha_к^н$ определяют по формуле

$$\alpha_к^н = 1{,}16 \sqrt{(t_{н.п} - t_о)/d_2}, \qquad (30.18)$$

Для условий вынужденной конвекции, обусловленной ветром, для воздушных теплопроводов

$$\alpha_к^н = 4{,}65\, v_в^{0,7}/d_2^{0,3}, \qquad (30.19)$$

где $v_в$ — скорость движения воздуха, м/с.

Для предварительных расчетов

$$\alpha_н = 11{,}6 + 7\sqrt{v_в}. \qquad (30.20)$$

Термическое сопротивление внутренней поверхности канала $R_{п.к}$ и стенок канала $R_{с.к}$ вычисляют по формулам

$$R_{п.к} = \frac{1}{\alpha_{п.к} П}; \qquad (30.21)$$

$$R_{с.к} = \frac{\delta}{\lambda_{с.к} П}, \qquad (30.22)$$

где $\alpha_{п.к}$ — коэффициент теплоотдачи от воздуха к внутренним поверхностям стенок канала, Вт/(м²·К); $П$ — внутренний периметр канала, м; δ — толщина стенок канала, м; $\lambda_{с.к}$ — теплопроводность материала стенок канала, Вт/(м·К)

При тепловом расчете подземных теплопроводов следует учитывать также термическое сопротивление грунта $R_{гр}$, которое определяют по формулам

при $h/d_2 < 2$

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \left| \frac{2h}{d_2} + \sqrt{\frac{4h^2}{d_2^2} - 1} \right|; \qquad (30.23)$$

при $h/d_2 \geqslant 2$

$$R_{гр} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \frac{4h}{d_2}, \qquad (30.24)$$

где h — глубина заложения оси трубопровода, м.

Теплопроводность грунта $\lambda_{гр}$ зависит от влажности, структурных характеристик и плотности грунта. Для грунтов средней влажности при $t_{гр} = 10 \ldots 40$ °С теплопроводность грунта находится в пределах 1,0 ... 2,5 Вт/(м·К).

При бесканальной прокладке однотрубной тепловой сети удельные потери теплоты

$$q = \frac{t_т - t_0}{R_в + R_и + R_{гр}}. \qquad (30.25)$$

В многотрубном бесканальном теплопроводе следует учитывать взаимное влияние одной трубы на другую. Для двухтрубной системы дополнительное термическое сопротивление вычисляют по формуле Е. П. Шубина

$$R_{доп} = \frac{1}{2\pi\lambda_{гр}} \ln \left| \frac{2h}{b} + \sqrt{1 + \left(\frac{2h}{b}\right)^2} \right|, \qquad (30.26)$$

где b — расстояние между осями труб, м.

Для бесканального двухтрубного теплопровода удельные потери теплоты определяют отдельно для каждой трубы:

теплопотери первой трубы

$$q_1 = \frac{(t_{т_1} - t_{гр}) R_2 - (t_{т_2} - t_{гр}) R_{доп}}{R_1 R_2 - R_{доп}^2}; \qquad (30.27)$$

теплопотери второй трубы

$$q_2 = \frac{(t_{т_2} - t_{гр}) R_1 - (t_{т_1} - t_{гр}) R_{доп}}{R_1 R_2 - R_{доп}^2}, \qquad (30.28)$$

где $t_{т1}$ и $t_{т2}$ — температура теплоносителя в первой и второй трубах, °С; $t_{гр}$ — температура грунта на глубине оси теплопровода, °С; $R_1 = R_{и1} + R_{гр}$ — сумма термических сопротивлений изоляции первой трубы и грунта, м²·К/Вт; $R_2 = R_{и2} + R_{гр}$ — сумма термических сопротивлений изоляции второй трубы и грунта, м²·К/Вт.

Удельные тепловые потери для наземных тепловых сетей

$$q = \frac{t_т - t_0}{R_в + R_и + R_н}. \qquad (30.29)$$

При выполнении тепловых расчетов следует учитывать тепловые потери колен, гнутых компенсаторов, фланцев, арматуры, неизолированных вентилей и задвижек и т. д. Эти потери определяют в эквивалентных длинах трубы $l_э$, м, того же диаметра.

Суммарные тепловые потери теплопроводов

$$Ф = q(l + l_э) = ql(1 + \beta). \qquad (30.30)$$

где $\beta = l_э/l$. Для предварительных расчетов можно принимать $\beta = 0{,}2 \ldots 0{,}3$.

Качество тепловой изоляции оценивается ее КПД

$$\eta_{из} = 1 - \frac{Ф_и}{Ф_н}, \qquad (30.31)$$

где $Ф_и$ и $Ф_н$ — тепловые потери изолированного и неизолированного теплопровода, Вт.

Контрольные вопросы и задания

1. Дайте определение тепловой сети и приведите ее классификацию. 2. Что применяют в качестве изоляции теплопроводов? Какие материалы по значению теплопроводности относят к изоляционным (см. главу 8)? 3. Приведите основные сведения об опорах и компенсаторах теплопроводов. 4. Изложите основные положения гидравлического расчета тепловых сетей. Как определяют линейные и местные потери давления? Что такое эквивалентная длина местных сопротивлений? 5. Как вычисляют удельные потери теплоты? Чему равно суммарное термическое сопротивление подземных и наземных теплопроводов? Укажите на методы определения каждого термического сопротивления. 6. Как вычисляют термическое сопротивление грунта, а также дополнительное сопротивление для двухтрубной подземной системы теплопроводов? 7. Как определяют удельные тепловые потери для двухтрубных теплопроводов? 8. Что такое эквивалентная по теплопотерям длина трубы? Как вычисляют суммарные тепловые потери теплопроводов? 9. Чему равен КПД тепловой изоляции?

Глава 31. ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

31.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Энергетические ресурсы делят на первичные и вторичные ресурсы.

Первичные (природные) ресурсы образуются в результате геологического развития Земли. К *возобновляемым* относят энергетические ресурсы, запасы которых не исчезают при их использовании (лучистая энергия Солнца, энергия ветра, приливов и др.).

Вторичные энергетические ресурсы (ВЭР) — это теплота и потенциальная энергия, которые не используются в самой установке, но могут быть использованы для энергоснабжения других объектов и установок. Тепловые ВЭР — это уходящие газы от котлов и другого оборудования; теплая вода от охлаждения технологического оборудования; выбросной пар; охлаждающая вода тепловых и атомных электростанций и других установок; воздух, удаляемый из сушильных установок; вентиляционный воздух из помещений, ферм и др.

Пути экономии теплоэнергетических ресурсов в сельском хозяйстве следующие:

повышение тепловой защиты зданий, совершенствование объемно-планировочных решений и систем теплоснабжения, автоматизация процессов энергоснабжения;

использование вторичных энергоресурсов промышленных предприятий, тепловых и атомных электростанций, а также утилизация сбросной теплоты ферм;

использование возобновляемых источников энергии.

31.2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИОННЫХ РЕШЕНИЙ СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ И АВТОМАТИЗАЦИЯ МИКРОКЛИМАТА

Через ограждающие конструкции зданий теряется большое количество теплоты и поэтому эффективное средство уменьшения потерь энергии — это повышение термических сопротивлений ограждений.

Большое внимание следует уделять уменьшению потерь теплоты через перекрытие и пол. Опыт показывает, что изоляция пола при помощи слоя с сопротивлением теплопередаче, равным 1...2 $м^2 \cdot К/Вт$, снижает тепловые потери через пол на 80...90%. В последние годы для пола и перекрытий применяют местные материалы, обладающие хорошими изоляционными

качествами. В этом отношении заслуживают внимания работы, выполненные в Гипронисельхозе (г. Москва) и его филиалах.

Для уменьшения потерь теплоты в животноводческих и птицеводческих зданиях целесообразно пользоваться вентилируемыми ограждениями — своего рода теплообменными аппаратами, в которых приточный воздух, поступающий в помещение, нагревается на 4...8 °С.

Теплотехнический расчет ограждающих конструкций с вентилируемыми воздушными прослойками ведется в таком порядке [11].

Определяют предельную температуру t', которую приобретает поток воздуха в вентилируемой прослойке

$$t' = t_{в} - \frac{1}{k_{в} R_{0}} (t_{в} - t_{н}), \tag{31.1}$$

откуда

$$R_{0} = \frac{1}{k_{в}} + \frac{1}{k_{н}} = \frac{k_{в} + k_{н}}{k_{в} k_{н}}, \tag{31.2}$$

где $t_{в}$ и $t_{н}$ — температура соответственно внутри помещения и наружного воздуха, °С; $k_{в}$ и $k_{н}$ — коэффициенты теплопередачи, учитывающие только конвективные составляющие теплообмена на поверхности прослойки, Вт/(м²·К).

$$k_{в} = \frac{\alpha_{в} + R_{в} + 1}{\alpha_{к}}; \tag{31.3}$$

$$k_{н} = \frac{\alpha_{к} + R_{н} + 1}{\alpha_{н}}, \tag{31.3'}$$

где $\alpha_{в}$ — коэффициент теплообмена от воздуха в помещении к внутренней поверхности стены с вентилируемой прослойкой, Вт/(м²·К); $\alpha_{н}$ — то же от наружной поверхности стенки к наружному воздуху, Вт/(м²·К); $R_{в}$ и $R_{н}$ — термическое сопротивление слоя стены соответственно между помещением и прослойкой и между прослойкой и наружным воздухом, м²·К/Вт; $\alpha_{к}$ — коэффициент теплообмена одной поверхности с воздухом, движущимся в прослойке со скоростью v, Вт/(м²·К).

Значение $\alpha_{к}$ определяют из критериальных соотношений в зависимости от режима течения (см. главу 10).

Скорость движения воздуха в прослойке

$$v = \sqrt{\frac{(K_{1} - K_{2}) v_{н}^{2} + 0{,}08 h (t_{ср} - t_{н})}{\Sigma \zeta}}, \tag{31.4}$$

где K_{1} и K_{2} — аэродинамические коэффициенты на входе и выходе из прослойки. Их значения приведены в параграфе 22.6; $v_{в}$ — скорость ветра, м/с; h — высота прослойки, м; $t_{ср}$ — средняя температура воздуха в прослойке, °С; $t_{н}$ — температура наружного воздуха, °С; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений (ориентировочно 0,5 — на входе, 1 — на выходе, 1 — на каждый поворот потока воздуха).

Если местные сопротивления — это только вход и выход воздуха с двумя поворотами потока, а отверстия вертикальной

прослойки расположены по одной стороне здания ($K_1 \approx K_2$), то формула скорости приобретает вид

$$v = 0{,}15 \sqrt{h\,(t_{ср} - t_н)}, \qquad (31.5)$$

где значение $t_{ср}$ принимается равным t'.

Массовый расход воздуха j в прослойке находят по формуле

$$j = 3600 v \rho_в f, \qquad (31.6)$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м³; f — поперечное сечение прослойки, м².

Зная расход воздуха, его скорость и температуру, можно определить значение теплоты, поступающей с воздухом в помещение.

Для экономии теплоты в теплицах рекомендуется устанавливать съемные экраны на расстоянии примерно 40 мм от стационарных светопрозрачных ограждений. Такое мероприятие может дать экономию теплоты до 8...10%. Кроме того, экраны защищают от возможного переохлаждения растения, расположенные вблизи ограждающих конструкций. Такие же экраны желательно устанавливать вдоль продольных стен и в животноводческих или птицеводческих помещениях. В этом случае приточный воздух подают через пространство, образующееся между экраном и внутренней поверхностью ограждающей стены.

Для уменьшения расхода теплоты для обогреваемых теплиц используют покрытия из теплоудерживающей пленки, обладающей меньшей по сравнению с обыкновенной полимерной пленкой проницаемостью для инфракрасного излучения. Это позволяет повысить температуру в теплице на 1,5...2 °С. К повышению температуры в теплице при том же расходе теплоты приводит использование в теплицах стекол, покрытых пленкой двуокиси олова.

Существенную экономию (на 6...8%) может дать совершенствование системы обогрева сельскохозяйственных сооружений. Должное внимание следует уделять состоянию тепловых сетей. При увлажнении изоляции сетей тепловые потери резко растут. Следует также следить за утечкой воды из системы теплоснабжения. Эти утечки должны быть сведены к минимуму.

Как показывает опыт эксплуатации котлов, установленных на сельскохозяйственных объектах, их КПД нередко существенно ниже паспортных. Поэтому следует уделять большое внимание эксплуатации котельных установок. Неполадки и неисправности в их работе заносятся в эксплуатационный журнал и немедленно должны быть устранены.

К средствам энергосберегающей технологии следует отнести систему регулирования и автоматизации микроклимата в помещении. Большой эффект достигается при использовании АСУ с микропроцессорным управлением.

Большое значение имеет расположение объекта на местности, его ориентация относительно сторон света, расстояние между зданиями, а также расстояние зданий от ветрозащитной лесной полосы. Защитное действие полосы распространяется на расстояние 20 H от полосы, где H — высота полосы.

31.3. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ

Использование сбросной теплоты тепловых и атомных электростанций. Теплоснабжение объектов сельского хозяйства от тепловых и атомных электростанций возможно от теплоты охлаждающей воды низкого потенциала после конденсаторов и от отбора пара из турбин.

С охлаждающей водой электростанций в целом по стране выбрасывается теплота, эквивалентная 150...200 млн. т условного топлива (у.т.). Эта вода имеет низкую температуру (28...55 °С) и поэтому эффективное ее использование связано с определенными трудностями. Теплоснабжение объектов низкопотенциальной теплотой от электростанций более эффективно при оборудовании последних градирнями системы Геллера — Фарго, имеющими температуру сбросной воды не ниже 35 °С.

Сбросную воду из конденсаторов станций используют в гидротеплицах, в которых по светопрозрачной кровле она медленно протекает слоем 6...10 см. Кроме того, теплую воду направляют на полив полей, полив растений в теплицах либо на обогрев почвы, для чего ее подают в сеть труб, проложенных в теплице на определенной (400...500 мм) глубине.

При комбинированном (воздушном и водяном) обогреве теплиц воздух может быть подогрет в теплообменнике низкопотенциальной водой тепловых и атомных электростанций.

От одного атомного реактора мощностью 1000 МВт можно получить вторичную теплоту, достаточную для обогрева 100 га зимних теплиц. На их теплоснабжение потребовалось бы более 200 тыс. т у.т.

Пруды-охладители при тепловых и атомных электростанциях можно использовать для разведения рыбы. Теплая вода из конденсаторов турбин сначала поступает в рыбные ставки, занимающие от 20 до 50% общей площади пруда, где температура поддерживается в пределах 25...35 °С. Ставок отделен от остальной части пруда дамбой (рис. 31.1).

Теплоснабжение теплиц от ТЭЦ рекомендуется осуществлять по следующей схеме. Горячая вода из тепловой сети поступает в систему теплоснабжения теплиц, а охлажденная перекачивается при помощи насосов обратно в подающую магистраль.

Использование вторичных энергетических ресурсов промышленных предприятий. Вторичные энергоресурсы (ВЭР) промышленных предприятий это уходящие газы, пар или сбросная горячая вода. Температура уходящих газов может достигать 400...600 °С (нефтеперерабатывающая и нефтехимическая промышленность) и даже 900...1000 °С (цементные заводы). Температура конденсата пара и охлаждающей воды на некоторых производствах равна 60...100 °С, а физическая теплота получаемой продукции не ниже 100 °С (например температура нефтепродуктов на выходе технологических процессов равна 100...550 °С).

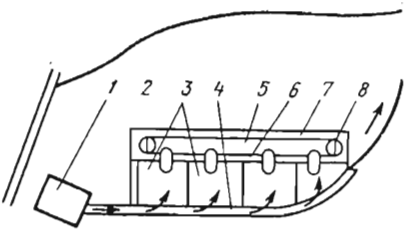


Рис. 31.1. Схема рыбного хозяйства при тепловой электростанции:

1 – тепловая электростанция; *2* — водоем-охладитель; *3* — пруды рыбного хозяйства; *4* — сточный канал теплой воды; *5* — сточный канал рыбного хозяйства; *6* — контрольная дамба; *7* — дамба рыбного хозяйства; *8* — насосная станция рыбного хозяйства.

ВЭР промышленных предприятий чаще всего используют для обогрева теплиц.

В каждом конкретном случае использование вторичных энергоресурсов для нужд сельского хозяйства следует решать на основе технико-экономических расчетов, с учетом таких факторов как расстояние до потребителей теплоты, способ передачи теплоты, графика потребления теплоты сельским хозяйством и режима работы предприятия.

Использование сбросной теплоты газокомпрессорных станций магистральных газопроводов. Для привода компрессоров, предназначенных для перекачки газа, используют газотурбинные установки (ГТУ), которые расходуют 4...5% перекачиваемого газа. Примерно 70% теплоты, полученной от сжигания топлива в установках, выбрасывается за пределы газокомпрессорных станций (ГКС). Эту теплоту целесообразно использовать для теплоснабжения сельскохозяйственных объектов и в первую очередь теплиц. При этом для климатических условий Украины теплоснабжение зимних теплиц площадью 6 га дает экономию топлива за год 10 млн. т, комплекса зимних и весенних теплиц (площадью по 6 га) — 15 млн. т.

Трудности утилизации теплоты ГКС обусловлены тем, что режим теплопотребления тепличных комбинатов не совпадает с режимом работы станции.

Первой теплицей, использующей вторичные энергоресурсы компрессорных станций, была теплица Новгородского тепличного комбината площадью 1 га, пущенная в 1971 г. Долинская компрессорная станция (Ивано-Франковской обл.) обеспечивает

теплоснабжение 6 га теплиц. Подобные же установки имеются в Ужгороде (площадь теплиц 3 га) и в колхозе им. Ленина Рогатинского района Ивано-Франковской обл. Теплицы, работающие на сбросной теплоте газокомпрессорных станций строятся в Средней Азии.

Основной элемент расчета установки по утилизации теплоты газокомпрессорных станций — теплообменный аппарат, в котором происходит подогрев воды, направляемой на отопление теплиц.

Расчет теплообменного аппарата производится по методике, изложенной в главе 13.

Регенерация теплоты на ферме. В процессе работы системы вентиляции из животноводческих помещений удаляется воздух при температуре 10...20 °С. Теплоту этого воздуха можно использовать для подогрева поступающего холодного воздуха. Для этого применяют регенеративные и рекуперативные теплообменные аппараты.

В хозяйствах Белоруссии применяют простейшие рекуперативные теплообменные аппараты типа «труба в трубе» (рис. 31.2).

На некоторых комплексах Белоруссии, Украины, Латвии, РСФСР используют серийно изготовляемые секционные теплоутилизаторы ТСН-3 конструкции Института строительства и архитектуры Госстроя БССР. В этих теплообменниках путем ком-

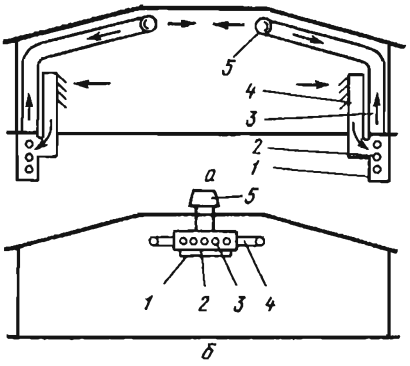


Рис. 31.2. Схема теплообменника типа «труба в трубе»:

а — теплообменник под полом; *1* — канал для прохождения теплого воздуха; *2* — канал холодного воздуха; *3* — соединительный воздуховод; *4* — приточная шахта; *5* — распределительный воздуховод; *б* — теплообменник; *1* — приливная шахта; *2* — корпус; *3* — трубы холодного воздуха; *4* — распределительный воздуховод; *5* — вытяжной вентилятор.

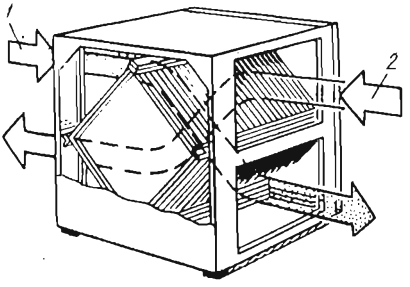


Рис. 31.3. Схема регенеративного теплообменного аппарата:

1 — холодный воздух; *2* — теплый воздух.

пановки унифицированных секций можно получить требуемую тепло- и воздухопроизводительность.

Схема регенеративного теплообменного аппарата показана на рисунке 31.3.

Для повышения эффективности теплообменников по утилизации теплоты используют тепловые трубы. Подобная установка, разработанная Институтом тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова (г. Минск) и ГСКБ по комплексному оборудованию для микроклимата (г. Брест) и установленная в госплемзаводе «Заря коммунизма» Московской области, показала свою эффективность. При этом образования снеговой шубы не наблюдалось.

На молочных фермах для охлаждения молока между компрессором и конденсатором устанавливают теплообменник, в котором подогревается вода для сельскохозяйственных нужд. Эффективность утилизации теплоты повышают установкой теплового насоса.

Расчет утилизации теплоты на фермах производят при помощи *Hd*-диаграммы влажного воздуха [2].

Тепловую мощность теплоутилизатора, т. е. количество теплоты, которое можно передать приточному воздуху определяют по формуле

$$\Phi_{пр} = M_{пр}\Delta H_{пр}. \qquad (31.7)$$

где $M_{пр}$ — масса приточного воздуха, кг/с; $\Delta H_{пр} = H_{пр} - H_{н}$; $H_{пр}$ и $H_{н}$ — энтальпии приточного и наружного воздуха, кДж/кгс. в.

Поверхность нагрева теплоутилизатора A находят следующим образом

$$A = \Phi_{пр}/k\Delta t, \qquad (31.8)$$

где Δt — средний температурный напор между температурой подогревающего (удаляемого воздуха) и подогреваемого (приточного воздуха) тел, °С; k — коэффициент теплопередачи, кВт/(м²·К).

Представляет интерес использование вторичных энергоресурсов зданий для обогрева теплиц, расположенных на перекрытиях (крышах). Наиболее простое решение — подача непосредственно в теплицу вентиляционного воздуха, удаляемого из помещений. Следует заметить, что удаляемый вентиляционный воздух, как правило, имеет повышенное содержание углекислого газа, что благоприятно сказывается на растениях.

31.4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Солнечная энергия. На поверхности Земли энергия солнечного излучения составляет $1{,}5 \cdot 10^{21}$ кДж в год. Использование этой экологически чистой энергии — актуальная в настоя-

щее время проблема. К районам, где в Советском Союзе использование солнечной энергии особо эффективно, следует отнести Среднюю Азию, Казахстан, Кавказ, Украину, Юг РСФСР, Забайкалье и отдельные районы Дальнего Востока. В этих районах проживает более 130 млн. человек, из которых 50% в сельской местности.

Опыт эксплуатации солнечных установок показал целесообразность их использования в Саратовской и Московской областях, в Прибалтике. Солнечная энергия находит применение для отопления, горячего водоснабжения и кондиционирования в таких странах, как Великобритания, Швеция, Канада, где интенсивность солнечного излучения относительно невелика.

Солнечная энергия как источник энергетических ресурсов имеет свои особенности: низкая температура и небольшая плотность теплового потока, переменность во времени, зависимость ее значения вблизи Земли от ряда случайных факторов (ориентация поверхности к Солнцу, высота над морем, облачность, влажность воздуха и т. д.). Для средних широт интенсивность солнечного излучения колеблется в пределах от 0 до 350 Вт/м² зимой и до 800 Вт/м² летом. Среднесуточное значение энергии, которая поступает в средних широтах, изменяется от 0,5 кВт·ч/м² до 5...7 кВт·ч/м².

Системы, использующие солнечную энергию, делят на пассивные и активные. Принцип пассивного применения энергии Солнца заключается в непосредственном нагревании ограждающих конструкций зданий солнечными лучами с последующей передачей теплоты в обогреваемое помещение. Ограждение, ориентированное на юг, делают массивным и тем самым оно выполняет роль аккумулятора солнечной энергии. Вблизи внешней поверхности ограждения, окрашенной в черный цвет, со стороны излучения Солнца иногда сооружают экраны из одного или более остекленных слоев. Через эти слои, а также через слой между стеклом и поверхностью стены проходит воздух, который нагревается, а затем направляется в помещение.

Ограждения, ориентированные на юг, рекомендуют изготовлять из материалов с высоким коэффициентом теплоусвоения.

Среди пассивных систем использования солнечной энергии наибольшее распространение получили системы Тромба — Мишеля и Лефевра.

В системе Тромба — Мишеля (рис. 31.4) вертикальная стена, ориентированная на юг и окрашенная в черный цвет, служит аккумулятором солнечного излучения. Перед стеной размещен экран из трехслойного остекления.

Поглощающим элементом в системе Лефевра (рис. 31.5) служит верхняя часть наружной стены, обращенная на юг. Перед этой частью стены находится двухслойное остекление.

К пассивным системам относится зашторивание окон, которое действует автоматически.

Пассивные коллекторы изготавливают иногда в виде коробчатых конструкций. В частности, используют матрацные коллекторы из черной полиэтиленовой пленки. Их размещают на южных скатах крыш или на земле. Через такие рукава вентилятором нагретый воздух подают к потребителю.

Более эффективны активные системы солнечного теплообеспечения (ССТ). Наиболее простой и распространенный приемник солнечной энергии в активных системах — плоский гелиоколлектор. В качестве теплоносителя используется вода или воздух.

Плоский гелиоколлектор (приняты также названия солнечный нагреватель, гелиокотел) состоит из следующих элементов (рис. 31.6): пластины-гелиоприемника *2*, труб или каналов, в которых циркулирует теплоноситель *6* и которые находятся в контакте с поглощающей пластиной-гелиоприемником *2*, прозрачного покрытия *3*, изготовленного из стекла или пластмассы; корпуса *1* с теплоизоляцией *4*.

При помощи плоских гелиоколлекторов получают низкопотенциальную теплоту, используемую для теплоснабжения.

Для повышения эффективности солнечного нагревателя перед поглощающей поверхностью рекомендуют устраивать один или два слоя воздушной изоляции, а с обратной стороны коллектора — внешнюю изоляцию. Целесообразно применять V-образно изогнутые пластины. Вследствие многократного отражения солнечных лучей от их поверхности увеличивается значение коэффициента поглощения коллектора.

Для отопления зданий ис-

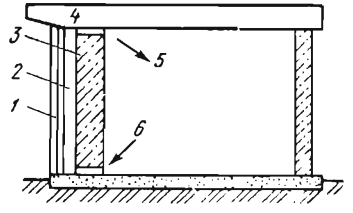


Рис. 31.4. Схема пассивной системы использования солнечной энергии (система Тромба-Мишеля):

1 — застекление; *2* — воздушный слой; *3* — бетонная стена, аккумулирующая энергию солнечного излучения; *4* — перекрытие; *5* — направление движения теплого воздуха; *6* — направление движения холодного воздуха.

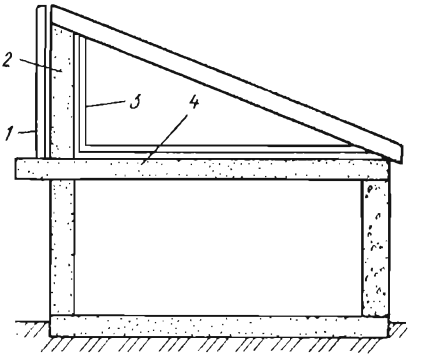


Рис. 31.5. Схема солнечного теплоснабжения системы Лефевра:

1 — застекление; *2* — стена, аккумулирующая солнечную энергию; *3* — изоляция; *4* — теплоаккумулирующее покрытие.

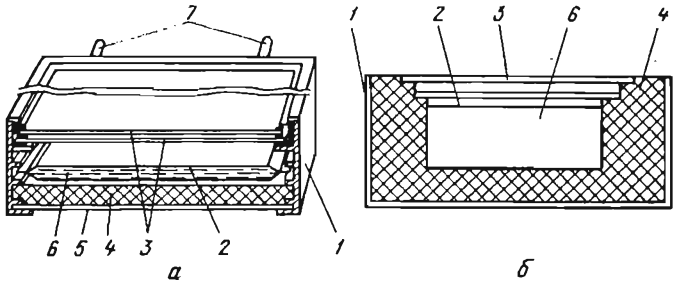


Рис. 31.6. Схема солнечного коллектора:

а — с водяным теплоносителем; *б* — с воздушным теплоносителем; *1* — корпус; *2* — пластина-гелиоприемник; *3* — стекло; *4* — теплоизоляция; *5* — основание корпуса; *6* — теплоноситель; *7* — штуцеры.

пользуют коллекторы как с водяным, так и с воздушным теплоносителем. Если система теплоснабжения предназначена не только для отопления, но и для горячего водоснабжения, предпочтение отдают водяным теплоносителям. В зданиях, в которых солнечные коллекторы расположены на крыше, рекомендуется использовать коллекторы с жидкостным теплоносителем, так как из-за значительного расстояния от коллектора до аккумулятора, в воздушных коллекторах имеются большие потери энергии на перемещение воздуха.

При строительстве дома с солнечным теплоснабжением можно устанавливать коллекторы на внешних ограждениях зданий; на пристройках к зданию; сооружать отдельно от здания конструкции для коллекторов. В средних широтах страны поверхность гелиоприемников должна равняться 1,5...2 м^2 для обеспечения горячей водой одного жителя, 4,5...9 м^2 для отопления помещения площадью 15 м^2.

Максимальная производительность 1 м^2 коллектора в летний солнечный день достигает 70...100 л воды с температурой 55...70 °С. При этом в условиях СССР экономия условного топлива достигает 0,1...0,17 т/(м^2·год). Потенциальные возможности в нашей стране достигают 250 млн. м^2 площади коллекторов, что позволит сэкономить 400 млн. т условного топлива за год.

Так как поступление энергии Солнца не совпадает с графиком теплопотребления; возникает необходимость в использовании аккумуляторов теплоты. В качестве аккумуляторов теплоты применяют твердые или жидкие теплоемкостные вещества (графит, щебень, воду) и вещества с фазовым переходом (парафин, глауберовая соль, гидрат или фторид лития и др.). Можно аккумулировать теплоту также непосредственно в грунте.

Рекомендуемый объем жидкостных аккумуляторов составляет 70...90 л/м^2 гелиоприемника в системах горячего водоснаб-

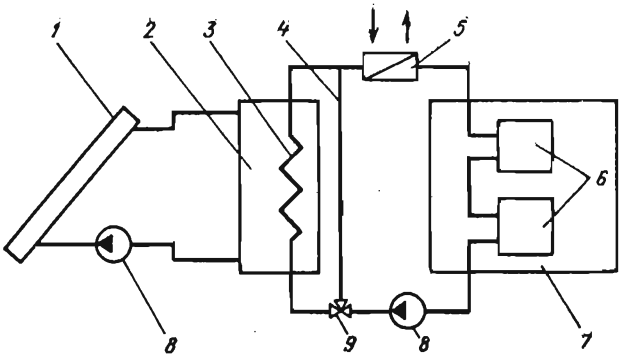


Рис. 31.7. Схема жидкостной солнечной системы отопления:
1 — гелиоколлектор; *2* — бак-аккумулятор; *3* — теплообменник; *4* — обводная линия; *5* — дополнительный (резервный) нагреватель; *6* — отопительный прибор; *7* — отапливаемое помещение; *8* — насос; *9* — трехходовой клапан.

жения, а состоящих из гравия 50...150 кг/м² камней в системах воздушного отопления.

Для бесперебойного теплоснабжения потребителей кроме солнечного нагревателя предусматривают резервный источник теплоты, работающий на органическом топливе или электрической энергии. Принципиальная двухконтурная схема солнечной установки, предназначенная для отопления помещений, приведена на рисунке 31.7. Первый контур соединяет солнечный коллектор с аккумулятором теплоты. Второй контур служит для передачи теплоты в обогреваемое помещение. Установка содержит резервный подогреватель.

Энергия солнца используется для кондиционирования воздуха, а также для получения холода. При этом, как правило, используют абсорбционные холодильные установки. Такие холодильные установки используют в сельском хозяйстве во многих странах.

Одна из перспективных областей использования солнечной энергии — это гидротеплицы. В этих теплицах днем осуществляется аккумуляция солнечной энергии за счет теплопоглощающих материалов. Ночью аккумулированная теплота передается потоку воздуха, направляемому вентиляторами в теплицу. Наиболее проста конструкция гелиотеплицы, в которой грунт"й основание под ним служат аккумуляторами теплоты, а солнечные коллекторы размещают на строительных конструкциях теплицы или совмещают с ними. В гелиотеплицах чаще всего используют систему воздушного отопления.

Для сушки зерна, сена, для сохранения сухофруктов, овощей и т. д. используют коллекторы, состоящие из полиэтиленовых

ребристых воздуховодов, окрашенных в черный цвет. Воздух, проходя через трубы, нагревается, а затем направляется по назначению.

Энергия солнечного излучения служит для опреснения воды. Различают следующие типы солнечных опреснителей: парниковые, наклонно-ступенчатые, оребренные и полуцилиндрические.

Парниковые опреснительные установки состоят из окрашенного в черный цвет бетонного поддона с прозрачной крышкой. Испаряемая вода конденсируется на прозрачной крышке и стекает в водосбросные каналы.

Более экономичны наклонно-ступенчатые опреснители. Если при этом применять двойное остекление, то производительность установки увеличивается в 1,4...1,5 раза. Разработаны также дистилляционные установки из оребренного железа и пленочные полуцилиндрические опреснители.

Энергию Солнца используют для подъема воды и подачи ее к потребителю при помощи солнечных водоподъемных установок.

Схема использования солнечной энергии для питания электроэнергией насоса водоподъемной установки в тех местах, где вода сильноминерализована, состоит в следующем. Солнечная батарея на базе полупроводниковых фотоэлементов обеспечивает электроэнергией два электронасоса, которые работают попеременно. Один из насосов качает воду из колодца в опреснительную установку, откуда другой насос перекачивает очищенную от солей воду в емкость для ее хранения.

В сельском хозяйстве перспективны установки, которые непосредственно превращают солнечную энергию в электрическую. Для этой цели служат фотоэлектрические преобразователи (ФЭП). Их называют также полупроводниковыми солнечными батареями (СБ). В настоящее время в качестве полупроводникового материала используют кремний. КПД кремниевых фотоэлектрических преобразователей, установленных на поверхности Земли, равен 12...16%. Для аргенин-гелиевых фотоэлементов достигнут КПД, равный 22...25%. Простота обслуживания, небольшая масса, высокая надежность фотоэлектрических преобразователей служит основанием для их широкого применения. Однако их стоимость еще высока (15...30 тыс. руб/кВт).

В зависимости от района строительства, типа здания, вида гелиосистемы экономия на 1 квартиру составляет от 1,5 до 10 т у.т. в год. Степень экономичности возрастает благодаря энергосберегающим мероприятиям (теплоизоляции и воздушной герметизации). В южных районах страны гелиотеплица с аккумулятором теплоты дает экономию в 450 т у.т. на 1 га за год.

Расчет систем солнечного теплоснабжения. Площадь солнцепоглощающей поверхности гелиоколлекторов определяют по

формуле

$$A = \frac{0{,}278 M_{\text{г}} (t_{\text{г}} - t_{\text{х}}) c_{\text{в}}}{\eta \sum_{i=1}^{n} q_i}, \tag{31.9}$$

где $M_{\text{г}}$ — суточный расход горячей воды в системе водоснабжения или отопления, кг/сут; $t_{\text{г}}$ — температура горячей воды, идущей в систему отопления или горячего водоснабжения, °С; $t_{\text{х}}$ — температура холодной воды, °С (для системы отопления $t_{\text{х}}=70$ °С, для горячего водоснабжения в холодный период года $t_{\text{х}}=5$ °С, а в теплый $t_{\text{х}}=15$ °С); η — КПД установки солнечного горячего водоснабжения; q_i — интенсивность падающей солнечной радиации в плоскости коллектора, Вт/м²; $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды.

Коэффициент полезного действия установки находят следующим образом

$$\eta = 0{,}8 \left\{ 0 - \frac{8U[0{,}5(t_1 + t_2) - t_{\text{с}}]}{\sum q_i} \right\}, \tag{31.10}$$

где 0 — приведенная оптическая характеристика коллектора. Можно принять: для одностекольных коллекторов $0=0{,}73$, для двухстекольных — $0=0{,}63$; $t_{\text{с}}$ — средняя дневная температура наружного воздуха, °С; t_1 и t_2 — температура теплоносителя на входе и на выходе из солнечного коллектора, °С. Для двух- и трехконтурных установок можно принять $t_1=t_{\text{х}}+5$ °С, $t_2=t_{\text{г}}+5$ °С; U — приведенный коэффициент теплопотерь солнечного коллектора, Вт/(м²·К): для одностекольных коллекторов $U=8$ Вт/(м²·К), для двухстекольных $U=5$ Вт/(м²·К).

Объем бака-аккумулятора (м³)

$$V = (0{,}06 \ldots 0{,}08) A. \tag{31.11}$$

Поверхность нагрева $A_{\text{т.о}}$ теплообменного аппарата в двух- или трехконтурной системе солнечного теплоснабжения определяют по формуле

$$A_{\text{т.о}} = \frac{\Phi}{k_{\text{т.о}} \Delta t_{\text{т.о}}}, \tag{31.12}$$

где Φ — тепловая мощность системы горячего водоснабжения и отопления, Вт; $k_{\text{т.о}}$ — коэффициент теплопередачи. Для трубчатых теплообменников можно принять $k_{\text{т.о}}=1500 \ldots 1700$ Вт/(м²·К); $\Delta t_{\text{т.о}}$ — разность температур. В данном случае можно пользоваться формулой $\Delta t_{\text{т.о}} = \frac{\Delta t_{\max} + \Delta t_{\min}}{2}$, где $\Delta t_{\max}$ и $\Delta t_{\min}$ — максимальный и минимальный перепад температуры на концах теплообменника.

Энергия ветра. Во многих районах страны скорость ветра превышает 5...6 м/с. Использование энергии ветра в этих районах оправдано. Потенциальные возможности ветровой энергии в нашей стране равны примерно 11 млрд. кВт. Только на

европейской части СССР за счет ветра можно получить за год $3 \cdot 10^3$ млрд кВт·ч энергии.

Как правило, в ветровых агрегатах энергию ветра преобразуют в механическую, а затем с помощью электрических генераторов — в электрическую. Ветровые агрегаты используют для различных нужд: освещение, водоподъемные установки, привод механизмов и т.д. Ветроэлектрические установки устанавливают в основном в труднодоступных районах или местах удаленных от централизованных энергосистем. Их целесообразно использовать в тех случаях, когда скорость ветра не менее 5 м/с.

Использование энергии ветра связано с определенными трудностями: непостоянством скорости и направления ветра и малой концентрацией воздушного потока на единицу площади. Плотность воздуха невелика и поэтому диаметр лопастей рабочего колеса ветродвигателя должен быть большим.

Различают три типа ветродвигателей. К первому типу относят ветродвигатели, у которых ветровое колесо расположено перпендикулярно направлению ветра; ко второму типу — ветродвигатели с горизонтальным расположением ветрового колеса; к третьему — барабанные, работающие по принципу водяного мельничного колеса.

Прогрессивное направление в ветроэнергетике — использование ветродвигателей с диффузорным усилителем. В этом случае рабочее колесо расположено в диффузорном патрубке, что приводит к большему снижению давления за колесом, чем в свободном потоке. Соответственно растет масса воздуха, проходящего через колесо, а это приводит к увеличению мощности двигателя.

В предвоенные годы (до 1941 г.) ветродвигатели широко использовались в нашей стране, а в 1956 году их выпуск достиг 9 тыс. штук. Затем в связи с электрификацией села интерес к ветроустановкам упал. В 70-е годы ветряные двигатели стали снова привлекать внимание специалистов.

В нашей стране работает приблизительно 5 тысяч ветроустановок. Ведутся разработки и выпускаются ветроэлектрические агрегаты мощностью 2, 4, 8, 16, 30, 60 и 100 кВт на базе четырех типоразмеров ветродвигателей с диаметром рабочего колеса 6, 12, 18 и 24 м. Первая партия автоматизированных ветроэлектроустановок (АВЭУ) была выпущена в 1979 г. В таблице 16 приведены основные технико-экономические характеристики АВЭУ мощностью до 100 кВт.

Наибольшего распространения ветроэлектроустановки получили в Поволжье, Астраханской области, Калмыкии, Молдавии, Эстонии.

Большой практический интерес представляют установки, обеспечивающие комплексное использование солнечной и тепло-

16. Основные технико-экономические характеристики АВЭУ

Показатель	Значение показателей для типов установок			
	АВЭУ-6	АВЭУ-12	АВЭУ-18	АВЭУ-24
Номинальная мощность, кВт	1...4	8...16	16...30	60...100
Скорость ветра, м/с	6,5...9	8...10	7,5...9,5	10...12
Начало работы при скорости ветра, м/с	3	3,5	3,5	5
Конструктивные параметры:				
высота, м	7	12,5	16,5	24
диаметр колеса, м	6	12	18	24
число лопастей	2	2	3	3

вой энергии и энергии ветра (КГВТУ), а также установки по превращению энергии солнечного излучения и энергии ветра в электрическую (КГВЭУ). Они позволяют повысить надежность энергоснабжения потребителя. Кроме того, такие комплексные установки содействуют сглаживанию неравномерности выработки энергии. Одна из возможных конструкций гелиоветроэнергетических комплексов разработана в Киевском политехническом институте. Она включает 8 ветроэнергетических установок суммарной мощностью 160 кВт и 7 гелиотеплиц суммарной площадью 525 м^2.

Повышение эффективности теплоснабжения автономных потребителей от гелиоветротепловых установок возможно при их работе с тепловым насосом. Такие установки можно эксплуатировать как летом для выработки холода, так и зимой для получения теплоты.

Расчет ветроустановки. Диаметр рабочего колеса D, м, находят по формуле

$$D = \sqrt{\frac{2080\,N_в}{v^3\,\xi}}, \qquad (31.13)$$

где v — скорость ветра, при которой рабочее колесо должно развивать проектную мощность. Значение v колеблется в пределах 8...14 м/с; $N_в$ — мощность ветродвигателя, кВт; ξ — коэффициент использования энергии ветра.

Значение ξ равно

$$\xi = MZ, \qquad (31.14)$$

где Z — быстроходность ветродвигателя, равная отношению окружной скорости лопасти рабочего колеса к скорости ветра; M — момент концевых потерь. Зависимость ξ от Z для числа лопастей 2...4 приведена на рисунке 31.8.

Для выбранного значения Z (рис. 31.8) определяют частоту вращения рабочего колеса

$$n = \frac{Zv}{2\pi R}, \qquad (31.15)$$

где R — радиус колеса, м.

По значению N_t подбирают электродвигатель.

Геотермальная энергия. Геотермальные ресурсы — это часть тепловой энергии твердой, жидкой и газообразной фаз земной коры, которую можно эффективно извлечь из недр и использовать для теплоснабжения потребителей или производства электроэнергии. Их делят на гидротермальные ресурсы (теплота пара и термальных вод) и на петрогеотермальные (теплота горных пород).

Общие запасы геотермальных вод в СССР равны $(20 \ldots 25)\,10^6$ м^3/сут. Большая часть запасов находится в Западной Сибири (54%), Восточной Сибири и на Дальнем Востоке (17%), в Средней Азии и Казахстане (13%), в Предкавказье и на Кавказе (10%), в Крыму и Предкарпатье (6%).

Большая часть термальных вод — это жесткие (с жесткостью 2,8 ... 11,7 мгэкв/л и выше) и высокоминерализованные (с содержанием солей от 1 до 35 г/л) воды с температурой от 30 до 90 °С. Вследствие этого использование термальных вод в традиционных системах теплоснабжения чаще всего невозможно.

Термальную воду применяют для отопления по одной из следующих принципиальных схем:

воду из скважин подают непосредственно в отопительные приборы;

осуществляют предварительную обработку воды;

применяют двухконтурную систему: вода, циркулирующая в системе отопления, нагревается термальной водой в промежуточном теплообменнике. Предпочтительна последняя схема теплоснабжения. При небольшой температуре термальных вод рекомендуется включить в схему теплоснабжения тепловой насос. При теплоснабжении тепличнo-овощных комбинатов рекомендуют применять схему последовательного обогрева различных элементов теплицы. Вода, поступающая в теплицу, вна-

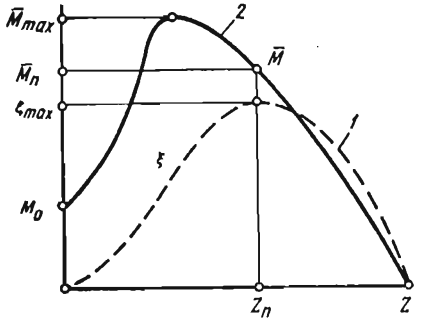


Рис. 31.8. Характеристика ξ рабочих колес ветроустановок с различным числом i лопастей:
$1 - i=2$; $2 - i=3$.

чале проходит через систему трубного обогрева шатра. Далее часть этой воды поступает в трубы подпочвенного обогрева, другая часть направляется в регистры, предназначенные для осушения и обогрева воздуха, подаваемого в верхнюю зону теплицы. Расчет геотермальной установки теплоснабжения главным образом заключается в определении поверхности нагрева промежуточного теплообменника в двухконтурной системе. Расчет выполняется по методике, изложенной в главе 13.

Площадь теплиц с воздушным обогревом, которые обеспечиваются геотермальной системой отопления, определяется по формуле

$$A_{\text{в}} = \frac{0{,}11 \cdot 10^3 m_{\text{гм}} (t_{\text{гм}} - 35)}{t_{\text{в}} - t_{\text{н}}}, \qquad (31.16)$$

где $m_{\text{гм}}$ — располагаемый расход геотермальной воды, т/ч; $t_{\text{гм}}$ — температура геотермальной воды, используемой в системе обогрева теплицы, °С; $t_{\text{в}}$ и $t_{\text{н}}$ — соответственно расчетная температура воздуха внутри теплицы и наружного воздуха, °С.

При температуре геотермальной воды ниже 40 °С использование воздушной системы отопления не экономично и в таких случаях предлагают водяные системы обогрева.

Площадь обогреваемого грунта теплицы находят следующим образом

$$A_{\text{гр}} = \frac{m_{\text{гт}} (t_{\text{гт}} - t'_{\text{гт}}) 10^3}{t_{\text{гт}} + t'_{\text{гт}} - 2t'_{\text{н}}}, \qquad (31.17)$$

где $t'_{\text{гт}}$ — минимально допустимая по агротехническим требованиям температура теплоносителя на выходе из системы отопления, °С; $t'_{\text{н}}$ — температура наружного воздуха, при которой происходит включение системы почвенного обогрева, °С.

Опыт эксплуатации теплиц с гидротермальным теплоснабжением показал, что в условиях Грузии экономия на 1 га площади составляет 1200 т у. т. в год. Установки по отоплению тепличко-парникового хозяйства за счет геотермальных вод окупаются в течение 1,5 ... 2 лет.

В последние годы находят применение петрогеотермальные системы отопления и вентиляции помещений. Один из наиболее распространенных вариантов такой системы заключается в следующем. В земле на глубине примерно 3 м укладывают полимерные трубопроводы, через которые вентиляторами прокачивается наружный воздух. В зимнее время воздух, нагреваясь поступает в помещение. Летом теплый воздух из окружающей среды, проходя по подземным трубопроводам, охлаждается. Это содействует поддержанию требуемого микроклимата в помещении как в холодный, так и в теплый периоды года.

31.5. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ БИОГАЗА

Перспективное направление в области экономии органического топлива — использование биоэнергетических ресурсов.

Биоэнергетика означает применение различных видов топлива из биомассы, главным образом сельскохозяйственного производства.

Биомасса растений на суше составляет $8 \cdot 10^{11} \ldots 2{,}4 \cdot 10^{12}$ т. Путем фотосинтеза ежегодно вырабатывается более 170 млрд. т вещества (в сухой массе). В морях и океанах ежегодно образуется $0{,}06 \cdot 10^{11}$ т растительной биомассы. По данным ООН от злаков, выращенных в мире, за год получают примерно 1700 млн т соломы, большая часть которой не используется.

В Советском Союзе органические отходы различных производств равняются 500 млн. т в год, в том числе отходов сельскохозяйственного производства — 360 млн. т (животноводства — 230 млн. т, растениеводства — 130 млн. т).

За счет этих отходов можно получить 100...120 млрд. м^3 биогаза.

Различают два принципиально различных способа получения биоэнергетического топлива: термическая газификация отходов сельско- и лесохозяйственного производства и биоконверсия отходов.

Из биологических средств переработки биомассы в топливо наибольшее распространение нашли: производство биогаза и этилового спирта. Предпочтение отдают производству биогаза, который содержит 50...80% метана. В среднем 1 м^3 биогаза может дать 20...24 МДж энергии.

Метан из биомассы может быть получен путем ее анаэробной ферментации, гидрогазификации или пиролиза.

За сутки от навоза или помета одного животного (птицы) можно получить следующее количество биогаза: крупный рогатый скот — 1,5 м^3; свиньи — 0,2 м^3; куры, кролики — 0,015 м^3.

Субстратом для анаэробной ферментации могут быть не только отходы животноводства, но также силос, солома, стебли растений, пищевые отходы. Обычно применяют термофильный температурный режим получения биогаза, который осуществляется при температуре 40...65 °С.

Основные элементы биогазовой установки: камера сбраживания (ферментатор, метатенк), обогревательное и смесительное устройство, газгольдер. Один из вариантов технологической схемы биогазовой установки, разработанной в нашей стране, изображен на рисунке 31.9.

Эффективность получения биогаза увеличивается, если трубопроводы, по которым подаются экскременты, изолированы.

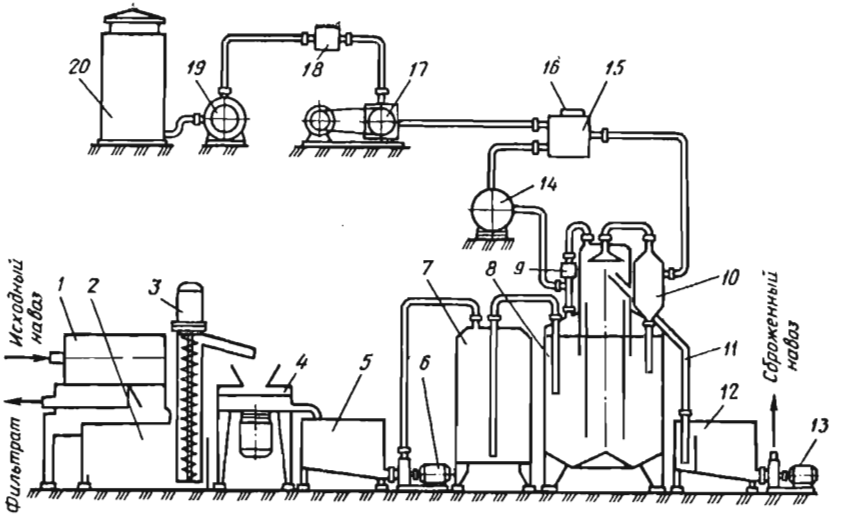


Рис. 31.9. Технологическая схема метанового сбраживания навоза:

1 — барабанный виброгрохот; *2* — промежуточная емкость; *3* — шнековый насос; *4* — двухступенчатый измельчитель навоза; *5* и *12* — промежуточные емкости; *6* — фекальный насос для загрузки; *7* — емкость для выдерживания навоза при температуре процесса; *8* — реактор; *9* — перепускной клапан; *10* — пеносборник; *11* — выгрузная труба; *13* — фекальный насос для перекачивания сброженной массы в навозохранилище; *14* — перемешивающий насос; *15* — конденсатосборник; *16* — датчик разрежения в реакторе; *17* — компрессор на отборе биогаза; *18* — обратный клапан; *19* — газовый счетчик; *20* — газгольдер.

Тем самым навозные стоки меньше охлаждаются. Теплоту, содержащуюся в удаляемом из установки шлаке, рекомендуется использовать для подогрева в теплообменнике жидкого субстрата. При установке теплового насоса регенерация теплоты, удаляемой из установки, будет выше. Для обогрева жидкого субстрата можно использовать солнечную энергию. Опыт использования гелиоветроэнергетических установок для генерации биогаза показал их несомненную эффективность. Ветродвигатели могут служить для привода смесителей.

Оставшуюся после ферментации метановую бражку используют в качестве удобрения. Кроме того, после отбора метана из оставшейся смеси выделяют клетки бактерий, которые содержат витамин B_{12} и могут быть использованы для подкормки скота.

В нашей стране биогазовые установки эксплуатируются в хозяйствах Молдавии, РСФСР, Эстонии, Украины. Во многих странах активно развивается промышленное производство жидкого топлива (этанола) из продуктов растениеводства.

Использование возобновляемых и вторичных энергоресурсов в сельском хозяйстве — это не только техническая и энергетическая проблема, но и экономическая. Поэтому в первую оче-

редь следует осуществлять те мероприятия, которые обеспечивают не только решение технических вопросов, но и экономический эффект по хозяйству в целом — это максимальное получение сельскохозяйственной продукции при минимально затраченной энергии. Существенно также то, что возобновляемые и вторичные энергетические ресурсы позволяют сэкономить дефицитное органическое топливо.

Контрольные вопросы и задания

1. Что такое возобновляемые и вторичные энергетические ресурсы? Укажите пути экономии теплоэнергоресурсов в сельском хозяйстве. 2. Изложите и дайте сравнительный анализ экономии энергоресурсов путем совершенствования конструктивных решений и систем вентиляции. 3. Каковы основные методы использования сбросной теплоты атомных электростанций? Приведите примеры. 4. Какова схема использования сбросной теплоты газокомпрессорных станций? 5. Каким путем осуществляется регенерация теплоты воздуха, удаляемого из помещений ферм? Изложите метод расчета утилизации теплоты на фермах. 6. Изложите основные пути использования энергии солнечного излучения, а также наиболее перспективные области их применения. 7. Каковы особенности пассивного использования солнечной энергии для отопления и горячего водоснабжения? Приведите примеры различных способов пассивного применения энергии солнечного излучения. 8. Изложите конструкцию солнечных коллекторов и приведите их основные технические характеристики. Что используют в качестве аккумуляторов теплоты в гелиоустановках? 9. Проанализируйте схему солнечной установки для отопления и горячего водоснабжения помещений. 10. Каковы преимущества и перспективы использования в сельском хозяйстве солнечных батарей? 11. Изложите методику расчета установок по использованию солнечной энергии для отопления и горячего водоснабжения. 12. Изложите основные пути и особенности использования энергии ветра и приведите метод расчета ветроустановок. 13. Каковы особенности геотермальных ресурсов, как источника теплоснабжения сельского хозяйства? Какие схемы используются для систем отопления? Как обеспечивается теплоснабжение теплиц? 14. Какова схема использования петрогеотермальных источников? 15. Обоснуйте целесообразность использования в сельском хозяйстве биогаза. Укажите на основные особенности биоэнергетики, а также на способы получения биоэнергетического топлива. 16. Каковы основные составные части биогазовой установки? Дайте описание установки. 17. Каковы пути увеличения эффективности получения биогаза? Приведите основные характеристики получаемого биогаза. 18. Как решается проблема использования в сельском хозяйстве возобновляемых и вторичных энергоресурсов?

Глава 32. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ

32.1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ

Науку, изучающую условия существования, формирования и функционирования биологических систем всех уровней и их взаимодействие между собой и средой, в которой они обитают, называют *экологией.* Слово «экология» происходит от греческих слов *oicos* — дом, *logos* — наука.

Все живое и неживое, что окружает растения, животных и другие организмы и с чем они взаимодействуют, носит название *среды обитания.*

В окружающей среде, включающей среду обитания и производственную деятельность человека, выделяют следующие составляющие: воздушную среду; водную среду (гидросферу); животный мир (человек, домашние и дикие животные, птица, рыба); растительный мир (культурные и дикие растения, в том числе растущие в воде); почву; недра, в пределах которых добываются ископаемые; климатическую и акустическую среду. Все указанные составляющие окружающей среды входят в *биосферу.*

Элементы среды, оказывающие существенное влияние на живой организм, называют *экологическими факторами.* Их делят на три группы: абиотические, биотические и антропогенные.

Абиотические — это факторы неживой природы (физико-химические факторы). К ним относят: климатические (температура, свет и другая лучистая энергия, влажность и газовый состав воздуха, атмосферное давление, осадки, снежный покров, ветер); эдафизические (структура, химический состав, циркулирующие в почве вещества) — они определяют жизнедеятельность живых существ в почве; гидрохимические и гидрологические (факторы, связанные с водой); топографические факторы.

Биотические факторы — это формы взаимоотношений и взаимодействия живых существ, их прямое или косвенное влияние друг на друга.

Антропогенные факторы включают все формы деятельности человеческого общества, оказывающие прямое воздействие на жизнь организмов или косвенное влияние на них посредством изменения среды обитания. К ним относят воздействие промышленности, транспорта, сельского хозяйства и других форм ведения хозяйства.

В экологических явлениях существенна реакция организмов на силу воздействия того или иного фактора, на его дозировку. Благоприятную силу воздействия (дозировку) фактора называют *зоной оптимума фактора* для организма данного вида. Уменьшение или увеличение дозировки от оптимального значения отрицательно сказывается на жизнедеятельности организма.

Экологические факторы обычно действуют на организм не изолированно, а комплексно. При этом оптимальная зона и пределы выносливости к тому или иному фактору зависят от силы воздействия других факторов. Так, например, в животноводческом помещении сила воздействия температуры на комфортное состояние животных зависит от влажности воздуха. В теплицах степень влияния температуры на рост растений зависит от интенсивности освещенности и т. д. Очевидно, что обеспечение зо-

17. Значения ПДК некоторых веществ в воздухе для человека

Вредные вещества	ПДК, мг/м³	
	максимальная разовая	среднесуточная
Двуокись азота	0,085	0,085
Аммиак	0,20	0,20
Сажа (копоть)	0,15	0,05
Пыль нетоксичная	0,5	0,15
Сернистый ангидрид	0,5	0,05
Сероводород	0,008	0,008
Окись углерода	3,0	1,0

ны оптимума факторов содействует повышению продуктивности животных и растений.

Предельно допустимый выброс (ПДВ) источника или группы источников — это количество выбросов примеси, при котором достигается предельно допустимая концентрация данного вещества. Значения *предельно допустимых концентраций* (ПДК) для человека некоторых вредных веществ в воздухе приведены в таблице 17.

Данные о ПДК для воздушной среды нормируются в СССР «Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий», а для воздуха рабочей зоны — по ГОСТ 12.1.005—76 «Воздух рабочей зоны. Общие санитарно-гигиенические требования».

Взаимное действие вредных веществ усиливается при их определенном сочетании, например сернистого газа и двуокиси азота; сернистого газа и сероводорода; ацетона и ацетофенона; сернистого ангидрида, аммиака и окислов азота.

Замечено, что если тепловое загрязнение рек и озер на несколько градусов и химическое на уровнях, близких к предельно допустимым концентрациям, раздельно еще переносятся и рыбой и микроорганизмами, то совместное их действие уже губительно.

При совместном присутствии в воздухе нескольких веществ, вредное воздействие которых следует рассматривать суммарно, сумма их концентрации не должна превышать единицы

$$C_1/\text{ПДК}_1+C_2/\text{ПДК}_2+\ldots+C_n/\text{ПДК}_n\leqslant 1, \qquad (32.1)$$

где C_1, C_2, ..., C_n — фактические концентрации вредных веществ; ПДК_1, ПДК_2, ..., ПДК_n — соответствующие предельно допустимые концентрации, которые установлены для изолированного присутствия каждого вещества.

Предельно допустимые концентрации вредностей в животноводческих и птицеводческих помещениях приведены в таблице 18.

18. Значения ПДК вредных веществ в воздухе животноводческих и птицеводческих помещений

Помещение	Предельно допустимые концентрации		
	углекислый газ, л/м³	аммиак, мг/л	сероводород, мг/л
Птичники	2,0	0,02	0,01
Свинарники	2,0	0,02	0,01
Коровники	2,5	0,02	0,015
Телятники (до 60 дней)	1,5	0,01	0,01

По конфигурации источники выбросов подразделяют на точечные и линейные. К точечным источникам относят вытяжные шахты, трубы. К линейным следует отнести источники, имеющие ту или иную протяженность, например близко расположенные в один ряд крышные вытяжные вентиляторы.

Загрязнение воздуха часто имеет локальный характер. Однако воздух, находясь в постоянном движении, может переносить загрязнения на большие расстояния.

32.2. ЗАГРЯЗНЕНИЕ ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ И БОРЬБА С НИМ

Загрязнением называют привнесение в какую-либо среду новых, не характерных для нее в рассматриваемое время физических, химических и биологических веществ или превышение естественного среднемноголетнего уровня этих веществ в среде. Загрязнение приводит к нарушению благоприятной дозировки данного фактора и, следовательно, к отсутствию зоны оптимума рассматриваемого фактора для организма данного вида.

Основные источники загрязнения воздушного бассейна — возрастающая с каждым годом промышленная деятельность человека и развитие автотранспорта.

Промышленные выбросы зависят от вида топлива (твердого, жидкого, газообразного). Наибольшее количество выбросов от твердого топлива в виде несгоревших частиц (сажа, зола, пыль) и вредных газов (углекислый, окись углерода, углеводороды, соединения серы, окиси азота). Промышленность всех стран мира выбрасывает в атмосферу более 6 млрд. т углекислого газа и более 10 млрд. т загрязняющих веществ. Специалистами подсчитано, что с момента, когда люди овладели огнем и до наших дней, на сжигание горючего израсходовано около 270 млрд. т кислорода, причем около 90% сожжено за последнее столетие. При ежегодном сжигании на Земле для различ-

ных нужд 10 млрд. т условного топлива выделяется $17 \cdot 10^{16}$ кДж теплоты и 30 млрд. т двуокиси углерода. Последняя выделяется в воздух и от других источников (живых организмов, биохимических процессов и т. д.) Представляет опасность и так называемое *тепловое загрязнение атмосферы* вследствие увеличения количества CO_2, а также тепловое загрязнение водоемов.

Атомные электростанции приносят меньший вред окружающей среде, чем тепловые. Подсчитано, что если все действующие и вновь строящиеся электростанции на Земле к 2000 году перевести на уголь, то общее загрязнение атмосферы возрастает в тысячу раз. Если же все станции сделать атомными, то загрязненность окружающей среды десятикратно уменьшилась бы по сравнению с сегодняшним уровнем. Низкие уровни радиоактивности АЭС объясняются высокой степенью очистки радиоактивных газов.

При всех благах, которые несет человечеству использование атомной энергии в мирных целях, оно содержит в себе потенциальную опасность переоблучения людей и загрязнения радиоактивными веществами окружающей среды.

Значительное загрязнение среды вызвано выбросами, образующимися при работе различных видов транспорта, особенно автомобилей.

Основную опасность в выпускных газах карбюраторного двигателя составляют окись углерода, углеводороды и окись азота, а в дизелях — окись азота, сера и сажа. Особую опасность для окружающей среды представляют канцерогенные соединения, в частности бензопирен и свинец. В этом отношении выбросы из карбюраторных двигателей оказывают особо вредное влияние на окружающую среду.

Двигатели тракторов и комбайнов также загрязняют атмосферу вредными выбросами, так как выпускные газы быстро рассеиваются и в итоге рассредоточиваются на больших площадях.

Окружающая среда загрязняется также в результате утечки паров бензина из двигателей, топливных баков. Много топлива испаряется при хранении, заправке автомашин, тракторов и комбайнов. В сельском хозяйстве потери и непроизводительные расходы нефтепродуктов составляют более 10%. Лужи топлива на земле угнетают микробиологические процессы в почве, загрязняют водоемы.

В сельских районах источники загрязнения воздуха — это животноводческие и птицеводческие фермы и комплексы, энергетические и теплосиловые предприятия, пестициды, применяемые в сельском хозяйстве. К источникам загрязнения окружающей среды следует отнести склады, где происходит протравливание семян пестицидами, и поля, на которые вносятся удобре-

19. Концентрация пыли в воздухе ферм в зависимости от их места расположения

Наименование производств	Степень загрязнения воздуха	
	воздух	среднесуточная концентрация пыли, мг/м³
Фермы в сельской местности и в окрестности непромышленных городов	Чистый	0,05...0,2
Комплексы в окрестности непромышленных районов крупных городов	Слабозагрязненный	0,2...0,5
Окрестности промышленных районов городов, сельская местность с сильно эрозируемой почвой	Сильнозагрязненный	0,5...1,0

ния. Велико загрязнение атмосферы при протравливании хлопковых семян.

Фтор поглощается растениями, которые поедаются животными, а с их молоком и мясом переходит в пищу человека. Ртутные соединения попадают в пищу рыбы, а затем в пищу человека.

Степень запыленности воздуха на территории ферм зависит от многих факторов, в том числе от района расположения ферм (табл. 19). В зависимости от запыленности следует принимать соответствующие меры для очистки воздуха.

32.3. ЗАЩИТА ВОЗДУХА ОТ ЗАГРЯЗНЕНИЙ

Загрязнение окружающей среды наносит большой вред животным, птицам, рыбному хозяйству, растительности, полезным насекомым, в частности, пчелам.

Проблема сохранения среды и целесообразное использование природных богатств нашей планеты приобрела исключительную актуальность.

Снижение загрязнения атмосферы воздушными выбросами может быть достигнуто несколькими путями.

Одно из эффективных средств снижения загрязнения атмосферы — замена технологических процессов, связанных с выделением вредных веществ, на процессы, при которых будет обеспечено отсутствие или уменьшение выброса вредных веществ.

В этом отношении солнечная энергия обладает неоспоримым преимуществом перед традиционными источниками энергии. Это исключительно чистый вид энергии и ее использование не связано с какой-либо биологической опасностью. Кроме того, использование солнечной энергии даже в больших масштабах не нарушает сложившегося в ходе эволюции энергетического баланса на Земле.

Чистые виды энергии — это и другие возобновляемые источники: ветер и геотермальная энергия.

С точки зрения санитарии исключительно важна анаэробная ферментация отходов. Отходы сельскохозяйственного производства могут быть источником заболеваний животных, распространения у животных различных эпидемий. Эффективное обеззараживание этих отходов достигается в процессе ферментации при температуре выше 50 °С.

Уменьшению загрязнения атмосферы содействует использование для нужд сельского хозяйства вторичных энергоресурсов промышленных предприятий, компрессорных станций магистральных газопроводов, тепловых и атомных электростанций.

Вторичные энергоресурсы (ВЭР) могут иметь высокую или низкую температуру. Для эффективного использования низкотемпературных (их называют низкопотенциальными) ВЭР необходимо применять тепловые насосы. Вторичные энергоресурсы главным образом используют для теплоснабжения зданий, ферм, теплиц.

Одно из основных мероприятий по охране атмосферного воздуха от загрязнений — это создание безотходной технологии, что одновременно означает существенный экономический эффект, так как безотходная технология приводит к утилизации и возвращению в производство ценных продуктов, сырья, материалов.

Под безотходной технологией следует понимать практическое применение знаний, методов и средств, имеющих целью обеспечить в рамках человеческих потребностей наиболее рациональное использование природных ресурсов, энергии и защиты окружающей среды.

На практике получили развитие: ресурсосберегающая и энергосберегающая технология; использование вторичных энергетических ресурсов; применение производств с замкнутым циклом, безотходное и малоотходное производство [6].

Необходимо, чтобы во всех отраслях сельскохозяйственного производства было достигнуто улучшение использования природных ресурсов, сырья, материалов, топлива и энергии на всех стадиях — от получения продукции и комплексной ее переработки до выпуска, хранения и использования конечной продукции.

Широко используемое средство защиты от загрязнений воздуха в помещении или в окружающей среде — это применение различных фильтров.

Мероприятия по уменьшению загрязнения атмосферы или помещений должны быть разработаны еще на стадии проектирования. Очистку воздуха при помощи фильтров рекомендуется сочетать с использованием бактерицидных средств.

Устанавливать фильтры для очистки приточного воздуха следует: в родильных отделениях для крупного рогатого скота, инкубаториях, помещениях для цыплят в возрасте от 1 до 60 дней, для поросят-отъемышей, для подсосных свиноматок с поросятами, в профилакториях.

Вытяжные системы в птицеводческих и животноводческих помещениях должны быть оборудованы фильтрами воздуха в случае сокращения, по отношению к нормам, санитарно-защитных зон и зооветеринарных разрывов.

При применении рециркуляционной системы вентиляции воздух необходимо очищать во всех случаях.

Выбросы вытяжных систем вентиляций должны быть не ниже высоты, предусмотренной санитарными нормами.

Необходимо следить за тем, чтобы концентрация загрязнений в приземном слое воздуха не превышала 30% от предельно допустимых.

Расчет приточных и вытяжных систем необходимо производить с учетом аэродинамического сопротивления и пропускной способности очистительных систем (фильтра) для теплого периода года. При расчете выбросов и загрязнения воздуха, а также при выборе мест для забора приточного воздуха следует учитывать возникновение замкнутых, плохо проветриваемых циркуляционных зон.

При централизованной приточной системе вентиляции оборудование для очистки воздуха от пыли и бактерий следует размещать в вентиляционной камере, отгороженной стеной от помещения, где содержатся животные и птицы.

Регулярно следует следить за содержанием вредных веществ, концентрация которых не должна превышать допустимые нормы. Выбор рационального способа очистки зависит от необходимой степени очистки, начальной и конечной концентраций, физических свойств улавливаемой пыли.

Для очистки вентиляционного воздуха применяют воздухоочистительные фильтры. По эффективности очистки фильтры делят на три класса.

Класс фильтров	Размеры эффективно удаляемых пылевых частиц, мкм	Эффективность очистки наружного воздуха, %
I	Все	99
II	1	85
III	10...50	60

В сельском хозяйстве используют следующие типы фильтров: пористые воздушные, смоченные и электрические. Первые два III-го класса, третий — II-го класса.

Принцип работы сухого воздушного фильтра основан на пропускании запыленного воздуха через слой фильтрующего мате-

риала, поры которого меньше размеров частиц. Фильтрующий материал периодически заменяют новым. Начальное аэродинамическое сопротивление при допустимой воздушной нагрузке 20...25 кгс/м². Сухие губчатые ячейковые фильтры типа ФЯП имеют сопротивление 7 кгс/м².

Смоченные пористые фильтры бывают нескольких типов: самоочищающиеся КТ, ячейковые ФЯВ с винилпластовыми сетками, волокнистые рулонные ФРУ, волокнистые ячейковые складчатые ФЯУ и ячейковые ФЯР.

Ячейковые фильтры типа ФЯР и ФЯВ перед установкой пропитывают минеральным маслом.

Электрический воздушный фильтр работает по следующему принципу. Воздух, подлежащий очистке, проходит первоначально через зону ионизации, состоящую из металлических пластин, между которыми натянуты коронирующие электроды из тонкой проволоки. В этой зоне частицы пыли, находящиеся в воздухе, приобретают электрический заряд. Затем воздух пропускают через осадительную камеру, собранную из металлических пластинок, к которым через одну подведено напряжение положительного знака (6,5 кВ). Остальные пластины заземлены и на них осаждаются заряженные частицы пыли.

Для улавливания взвешенных частиц используют пылеотделители: циклонные улавливатели, мокрые пылеулавливатели, фильтры различных типов. В циклоне очищаемая газопылевая смесь подводится к внутренней цилиндрической поверхности циклона тангенциально. Частицы пыли осаждаются и удаляются снизу, а очищенный воздух через трубу, расположенную в верхней части циклона, уходит в атмосферу.

Для уменьшения загрязнения внутри помещения и рабочих мест применяют укрытия, зонты, отсосы, воздуховсасывающие панели (см. подраздел 23.2).

Следует также обращать внимание на следующие мероприятия:

контролировать использование нефтепродуктов, не допускать их утечки, загрязнение ими почвы, воды, растительности;

следить за регулировкой двигателей тракторов, комбайнов, автомашин;

содержать в исправном состоянии машины и орудия, применяя их по назначению, строго соблюдать правила безопасности их обслуживания;

соблюдать правила хранения и использования пестицидов, удобрений;

использовать методы регенерации теплоты воздуха, удаляемого из животноводческих и птицеводческих помещений.

Растительность играет большую роль в очищении воздуха от вредных газов и пыли. В природе происходит непрерывный кру-

гооборот кислорода, необходимого для жизни животных и растений. В результате фотосинтеза растительность ежегодно образует 100 млрд т органического вещества (включая растительный мир морей и океанов), усваивая при этом около 200 млрд т CO_2 и выделяя в окружающую среду около 145 млрд т свободного кислорода.

Один га зеленых насаждений в среднем за 1 час очищает воздух от 8 кг углекислого газа. Взрослое дерево за пять месяцев (с мая по сентябрь) поглощает около 44 кг углекислого газа. Одно дерево за сутки выделяет в среднем 180 л кислорода. Поэтому большой эффект дают такие мероприятия как озеленение территорий, посадка деревьев, бережное отношение к растительности.

Контрольные вопросы и задания

1. Что называют экологией, экологическими факторами, средой обитания? Приведите классификацию экологических факторов. 2. Дайте определение зоны определенного фактора, предельно-допустимого выброса и предельно-допустимых концентраций. Приведите ПДК вредностей в животноводческих и птицеводческих помещениях. 3. Что называют загрязнением среды? Укажите на основные источники загрязнения окружающей среды, в том числе в сельском хозяйстве. 4. Каковы основные пути защиты окружающей среды от загрязнения? Что называют безотходной технологией и какие методы безотходной технологии получили наибольшее распространение? 5. Какие фильтры для воздуха применяют в условиях сельского хозяйства? Дайте им краткую характеристику. 6. Какие существуют фильтры для очистки воздуха и пылеотделители? Изложите их принцип работы? 7. Укажите на мероприятия, которые должны быть выполнены или соблюдены в условиях сельского хозяйства для уменьшения загрязнения окружающей среды.

Глава 33. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

33.1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ

В любой отрасли сельского хозяйства должна решаться задача получения максимальной доброкачественной продукции за счет минимального расхода энергии. Для снижения расходов тепловой энергии, а, следовательно, и энергетических ресурсов, необходимо оценить степень эффективности их использования и определить пути улучшения технико-экономических показателей применения теплоты в сельском хозяйстве.

Одна из важнейших характеристик эффективности использования теплоты — расход топлива. Среднечасовой расход топли-

ва вычисляют по формуле, кг/ч

$$B_{ч}^{ср} = \frac{Q_{ч.к}^{ср}}{Q_{н}^{р} \eta_{г.т} 10^{3}}, \quad (33.1)$$

где $Q^{ср}_{ч.к}$ — среднечасовая нагрузка котельной, которую определяют с учетом расхода теплоты на собственные нужды котельной и потерь в тепловых сетях, Дж/ч; $Q_{н}^{р}$ — низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{г.т}$ — КПД генератора (например, котельных агрегатов).

$$Q_{ч.к}^{ср} = \frac{Q_{пот}^{ср}(1 + k_{с.н})}{(1 - k_{т.с})}, \quad (33.2)$$

где $Q^{ср}_{пот}$ — средняя нагрузка потребителей, Дж/ч; $k_{с.н}$ — коэффициент расхода теплоты на собственные нужды котельной (можно принять $k_{с.н}=0{,}05$); $k_{т.с}$ — коэффициент, характеризующий потери теплоты в тепловых сетях.

Годовой расход топлива находят по формуле, аналогичной (33.1), т/год

$$B_{год} = \frac{Q_{кот}^{год} 10^{3}}{Q_{н}^{р} \eta_{г.т}}, \quad (33.3)$$

где $Q_{кот}{}^{год}$ — количество теплоты, производимое котельной за год, ГДж.

$$Q_{пот}^{год} = \frac{Q_{пот}^{год}(1 + k_{с.н})}{(1 - k_{т.с})}. \quad (33.4)$$

Методика определения $Q_{кот}{}^{год}$ приведена в подразделе 29.2.

Для сравнения экономичности при сжигании различных видов топлива, а также при разработке энергетических балансов, нормировании расходов, все виды топлива по теплоте сгорания приводят к единому эквиваленту. Таким тепловым эквивалентом служит единица «условного топлива», имеющего расчетную теплоту сгорания 29,308 МДж/кг. Годовой расход условного топлива в котельной равен

$$B_{у}^{год} = B^{год} \frac{Q_{н}^{р}}{29{,}308}. \quad (33.5)$$

Для оценки экономичности систем теплоснабжения пользуются понятиями удельного расхода натурального $b_{н}^{бр}$ и условного $b_{у}^{бр}$ (кг/ГДж) топлива, определяемые на единицу вырабатываемой теплоты

$$b_{н}^{бр} = \frac{B^{год} 10^{3}}{Q_{выр}^{год}}; \quad (33.6)$$

$$b_{у}^{бр} = \frac{B_{у}^{год} 10^{3}}{Q_{выр}^{год}}.$$

Аналогично вычисляют удельные расходы топлива $b_н^{нетто}$ и условного топлива $b_у^{нетто}$ на единицу отпущенной теплоты

$$b_н^{нетто} = \frac{B^{год}\,10^3}{Q_{отп}^{год}}, \tag{33.7}$$

$$b_у^{нетто} = \frac{B_у^{год}10^3}{Q_{отп}^{год}}. \tag{33.8}$$

В этих формулах $Q_{выр}^{год}$ и $Q_{отп}^{год}$ — количество теплоты соответственно, вырабатываемой источником теплоты и отпускаемой потребителю. Между ними существует зависимость

$$Q_{отп}^{год} = Q_{выр}^{год}(1 - k_{с.н}). \tag{33.9}$$

При известных значениях $Q_{пот}$, $Q_н^р$ и B из (33.1) и (34.3) определяют КПД генератора теплоты.

Наиболее универсальный способ анализа и оценки процессов выработки и преобразования энергии — эксергетический метод.

Эксергетический КПД равен отношению полезного эксергетического эффекта $E_{эф}$ к затратам эксергии $E_{зат}$ (см. 3.5)

$$\eta_{эк} = \frac{\sum\limits_{i=1}^{n} E_{вх,i}}{\sum\limits_{j=1}^{m} E_{вых,j}}, \tag{33.10}$$

где $\sum\limits_{i=1}^{n} E_{вх,i}$ и $\sum\limits_{j=1}^{m} E_{вых,j}$ — сумма потоков эксергий, входящих в систему и выходящих из нее.

Разность $\sum\limits_{i=1}^{n} E_{вх,i} - \sum\limits_{j=1}^{m} E_{вых,j}$ определяет величину потерь эксергий из-за наличия необратимых потерь.

Приложим метод эксергетического анализа к конкретному сельскохозяйственному объекту. Следуя расчетам Л. А. Попович для животноводческой фермы входящие и выходящие эксергетические потоки можно представить в виде схемы (рис. 33.1). К входящим потокам относятся эксергии корма $E_{корм}$, воздуха $E_{возд}$, воды $E_{вод}$, теплоты $E_{тепл}$, поступающей при отоплении и вентиляции помещения. К выходящим из системы потокам — потоки продукции $E_{прод}$, отходов $E_{отх}$, привеса животных $E_{прив}$.

Если рассматривать животное как систему, то с некоторым приближением схему эксергетических потоков можно записать так: входящая эксергия — это корм, а выходящие — продукция (например, молоко), привес животного, отходы, тепловой поток

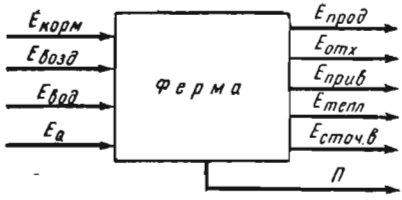


Рис. 33.1. Схема эксергетических потоков животноводческой фермы.

от теплообмена со средой. Следовательно, уравнение эксергетического баланса животного имеет вид

$$E_{корм} = E_{прод} + E_{прив} + E_{отх} + E_{терм} + П. \quad (33.11)$$

По рассматриваемой методике выполнены расчеты по оценке коров мясомолочной породы. Если рассматривать продукцию и привес в качестве полезного эффекта, то эксергетический КПД животного составляет 21%. Весьма выгодно использовать в зимнее время тепловыделения животных для подогрева воздуха, подаваемого в помещение. Это приводит к существенному повышению эксергетического КПД фермы (до 30%).

33.2. СЕБЕСТОИМОСТЬ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Себестоимость генерируемой, передаваемой и использованной теплоты служит основным показателем экономической эффективности принятой системы теплоснабжения.

Эксплуатационные расходы системы теплоснабжения $S_{с.т}$, (руб/год) сельскохозяйственного производства определяют по формуле [3]

$$S_{с.т} = S_{э.к} + S_{э.т.с} + EK. \quad (33.12)$$

где $S_{э.к}$ — эксплуатационные расходы при генерации теплоты; $S_{э.т.с}$ — эксплуатационные расходы тепловых сетей; E — нормативный коэффициент эффективности капиталовложений (для сельского хозяйства 0,15); K — капиталовложения на сооружение системы теплоснабжения.

Эксплуатационные расходы

$$S_{эк} = B_{ч}^{ср} S_{т} n + S_{з.п} + S_{т.рем} + S_{эл} + M_{в}^{год} S_{в} + S_{ам} + S_{пр}, \quad (33.13)$$

где $B_{ч}^{ср}$ — среднечасовой расход топлива, т/ч; $S_{т}$ — стоимость расхода топлива с учетом транспортных расходов, руб/т; n — годовая продолжительность работы теплогенерирующей установки, ч; $S_{з.п}$ — заработная плата обслуживающего персонала, руб/год; $S_{т.рем}$ — годовые затраты на текущий ремонт, принимаемые в размере 25% от общих амортизационных отчислений, руб/год; $S_{эл}$ — стоимость годового расхода электроэнергии, руб.; $M_{в}^{год}$ — годовой расход воды, т/год; $S_{в}$ — стоимость одной тонны воды, руб.; $S_{ам}$ — годовые амортизационные отчисления, руб.; $S_{пр}$ — прочие расходы (затраты по охране труда и технике безопасности, административно-управленческие расходы и др.), руб.

Затраты на топливо

$$S_{т} = Q_{с.с} \frac{3{,}6 S_{с.т} n_{с}}{Q_{н}^{р} \eta_{с.т}} + S_{тр} + S_{нд}, \quad (33.14)$$

где $Q_{с.с}$ — среднесуточная тепловая мощность источника теплоты, кВт·ч; $S_{с.т}$ — стоимость топлива, руб/т; $n_с$ — число суток работы системы теплоснабжения в году; $\eta_{с.т}$ — КПД системы теплоснабжения (генератора теплоты и тепловых сетей); $S_{тр}$ — транспортные расходы по доставке топлива, руб/год; $S_{шл}$ — расходы на удаление шлака, руб/год.

Расходы на заработную плату обслуживающего персонала источника теплоснабжения (например, котельной) определяют по формуле

$$S_{з.п}=m\Phi n_н+S_{з.доп}+S_{ф.с.с}, \qquad (33.15)$$

где m — штатный состав теплогенерирующей установки, чел; Φ — месячный фонд заработной платы, руб.; $n_н$ — число месяцев работы теплогенерирующей установки; $S_{з.доп}$ — дополнительная заработная плата, руб (принимается в количестве 9,5% от основной); $S_{ф.с.с}$ — фонд социального страхования, руб.

Стоимость годового расхода электроэнергии $S_{эл}$, определяется величиной потребляемой энергии для привода вспомогательного оборудования $N_{дв}^{год}$ (кВт·ч/год) и на освещение $N_{осв}^{год}$ (кВт·ч/год).

Значение $N_{дв}^{год}$

$$N_{дв}^{год}=\sum N_{уст}\,nK_{спр}, \qquad (33.16)$$

где $\Sigma N_{уст}$ — установленная мощность электродвигателей, кВт; n — время работы электродвигателей в году, ч; $K_{спр}$ — коэффициент спроса ($K_{спр}=0{,}7\ldots0{,}8$).

Расход электроэнергии на освещение

$$N_{осв}^{год}=n_{осв}\sum N_{уст}^{св}, \qquad (33.17)$$

где $n_{осв}$ — количество часов работы светильников в год (примерно 6000 ч); $\Sigma N_{уст}^{св}$ — установленная мощность светильников, кВт.

Стоимость 1 кВт·ч для сельского хозяйства составляет 0,01 руб.

Стоимость воды, используемой в системе теплоснабжения, зависит от многих факторов: способа обработки воды, расстояния до источника, рельефа местности, расхода. Она колеблется в пределах 0,02...0,05 руб/т.

Годовой расход воды

$$M_в^{год}=m_в\Phi_у\,nK_п\,10^{-3}, \qquad (33.18)$$

где $m_в$ — норма расхода воды, эквивалентного вырабатываемой теплоте, кг/(кВт·ч); $\Phi_у$ — установленная мощность котельной, кВт; n — количество часов работы системы теплоснабжения в году, ч; $K_п$ — коэффициент использования установленной мощности теплогенерирующей установки.

Годовые эксплуатационные расходы по тепловой сети определяются по формуле

$$S_{э.т.с}=fK_{т.с}, \qquad (33.19)$$

где j — доля годовых отчислений на эксплуатацию и текущий ремонт тепловых сетей. Можно принять $j=0{,}08$; $K_{т.с}$ — капитальные затраты на сооружение тепловых сетей, руб.

33.3. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ И ПРИРОДНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

При оценке систем утилизации теплоты возобновляемых и вторичных энергетических ресурсов **экономический эффект** следует определять как разность приведенных затрат базового и предлагаемого вариантов

$$Э = П - П^{ут} = S - S^{ут} + \frac{U - U^{ут}}{P^{ут} + E^{ут}_{нор}}, \qquad (33.20)$$

где $П$ и $П^{ут}$ — приведенные затраты соответственно в варианте без утилизации и с утилизацией теплоты, руб.; S и $S^{ут}$ — сметная стоимость соответственно по базовому и предлагаемому решению; $E_{нор}{}^{ут}$ — нормативный коэффициент эффективности новой техники по предлагаемому варианту, равный 0,15; U и $U^{ут}$ — текущие (эксплуатационные) затраты на продукцию по базовому и предлагаемому решению, руб/год; $P^{ут}$ — доля отчислений от балансовой стоимости на полное восстановление основных фондов по предлагаемому решению.

Экономическую эффективность использования солнечной энергии вместо традиционных источников энергии определяют по формуле [2]

$$Э_{эк} = S_т B - E_н K + И + E_н K_{доб} B, \qquad (33.21)$$

где B — годовая экономия топлива, т у. т.; $S_т$ — стоимость топлива, руб/т у. т.; $E_н$ — нормативный коэффициент, равный 0,15; K — капитальные затраты на гелиосистему, руб.; $K_{доб}$ — удельные капитальные вложения в прирост добычи топлива, руб.; $И$ — эксплуатационные расходы, руб.

В общем случае годовой экономический эффект от применения систем теплоснабжения $Э_{с.т}$ следует рассчитывать с учетом экономии затрат на мероприятия по предотвращению загрязнения окружающей среды $Э_{экол}$, которые необходимы при использовании органического топлива, а также затрат на транспортировку, хранение топлива и заработную плату $Э_{соц}$ по сравнению с традиционными системами теплоснабжения. В таком случае экономический эффект следует определять следующим образом

$$Э_{с.т} = Э_{эк} + Э_{экол} + Э_{соц}. \qquad (33.22)$$

Срок окупаемости гелиосистем теплоснабжения

$$\tau = K / Э_{с.т}. \qquad (33.23)$$

Варианты гелиосистем теплоснабжения считают экономически оправданными, если срок окупаемости менее 10 лет.

Для оценки эффективности использования вторичных энергоресурсов применяют ряд показателей.

Коэффициент утилизации вторичных энергоресурсов $\beta_{ут}$ характеризует степень теплотехнического совершенства утилизационных установок. Он равняется отношению фактического количества низкопотенциальной теплоты, полученной в утилизационных установках, к полному количеству вторичных энергоресурсов $Q_{вэр}$, использованному в ней.

Средневзвешенный коэффициент утилизации вторичных энергоресурсов по хозяйству в целом $\beta_{ут}^{хоз}$ в процентах определяют по формуле

$$\beta_{ут}^{хоз} = \sum_{i=1}^{n} Q_{ут_i} 100 / \sum_{j=1}^{m} Q_{вэр_j}. \qquad (33.24)$$

Коэффициент потребления низкопотенциальной теплоты, получаемой в утилизационной установке $\beta_{пот}^{хоз}$, характеризует степень согласованности графиков потребления теплоты и выхода вторичных или возобновляемых энергоресурсов, а также степень теплотехнического совершенства установок — потребителей нетрадиционных источников энергии. Значение этого коэффициента определяют как отношение количества использованной низкопотенциальной теплоты к количеству теплоты $Q_{ут}$, выработанной в утилизационной установке

$$\beta_{пот}^{хоз} = \sum_{i=1}^{n} Q_{пот_i} 100 / \sum_{j=1}^{m} Q_{ут_j}. \qquad (33.25)$$

Теплотехническая эффективность использования природных или вторичных энергоресурсов определяется также количеством сэкономленной теплоты $Q_{эк}$ или топлива $B_{эк}$.

Контрольные вопросы и задания

1. Как определяют среднечасовой и среднегодовой расходы натурального и условного топлив? Как вычисляют удельные расходы топлива (натурального, условного, с учетом и без учета расхода теплоты на собственные нужды)? 2. Укажите на особенности эксергетического КПД для оценки эффективности систем теплоснабжения. Сделайте эксергетический анализ животноводческой фермы. 3. Как определяют эксплуатационные расходы системы теплоснабжения сельского хозяйства? Проанализируйте уравнение (33.12) и укажите, как вычисляют каждую составляющую уравнения. 4. Как вычисляют годовые эксплуатационные расходы по тепловым сетям? 5. Укажите, как оценивают экономический эффект от использования возобновляемых и вторичных энергоресурсов. Как определяют эффективность использования солнечной энергии? 6. Дайте определение коэффициента утилизации вторичных энергоресурсов и коэффициента потребления низкопотенциальной теплоты и приведите расчетные соотношения для их определения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Базаров И. П. Термодинамика. — М.: Высшая школа, 1983. — 344 с.
2. Драганов Б. Х. Использование возобновляемых и вторичных энергоресурсов в сельском хозяйстве. — Киев.: Вища школа, 1988. — 56 с.
3. Драганов Б. Х., Есин В. В., Зуев В. П. Применение теплоты в сельском хозяйстве. — Киев.: Вища школа, 1990. — 319 с.
4. Инженерное оборудование сельских производственных зданий: Справочник/А. Ф. Строй, В. И. Семенов, В. П. Василенко. — Киев.: Урожай, 1988. — 280 с.
5. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. — М.: Энергоиздат, 1981. — 485 с.
6. Ливчак И. Ф., Воронов Ю. В. Охрана окружающей среды. — М.: Стройиздат, 1988. — 191 с.
7. Ноздрин С. И., Руденко Г. С. Рациональное использование топлива и теплоты на предприятиях мясной и молочной промышленности.— М.: Агропромиздат, 1985. — 280 с.
8. Отопление и вентиляция теплиц/Шишко Г. Г., Потапов В. А., Злобин Л. Л. — Киев.: Будивельник, 1984. — 112 с.
9. Теплотехника/А. М. Архаров, С. И. Исаев, И. А. Кожинов и др.; Под общ. ред. В. И. Крутова. — М.: Машиностроение, 1986. — 432 с.
10. Теплотехника/ А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт и др.; Под ред. А. П. Баскакова. — М.: Энергоиздат, 1982. — 246 с.
11. Справочник по теплозащите зданий/В. П. Хоменко, Г. Г. Фаренюк — Киев.: Будивельник, 1986. — 216 с.
12. Холодильная техника/В. Ф. Лебедев, И. Г. Чумак, Г. Д. Аверин и др.; Под ред. В. Ф. Лебедева. — М.: Агропромиздат, 1986. — 335 с.
13. Цубанов А. Г. Теплоснабжение, отопление и вентиляция животноводческих помещений. — Минск: Ураджай, 1987. — 151 с.
14. Чечеткин А. В., Занемонец Н. А. Теплотехника. — М.: Высшая школа, 1986. — 344 с.
15. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник./Под общ. ред. В. А. Григорьева и В. М. Зорина, книга 2. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 557 с.

Абсорбция 87, 157
Автоматическое регулирование котельной установки 198
Агрегаты вентиляционно-отопительные 312
— котельные 180
Адиабатное увлажнение воздуха 55, 281
Альбедо 326
Аналогия электротепловая 111
Аэрация 244
Аэродинамический расчет воздуховодов 297

Биогаз 167, 436
Бортовые отсосы 294
Бурты 368

Вектор плотности теплового потока 91
Вентиляция теплиц 334
Влаговыделение 304
Влагосодержание 52, 242, 343
Влажностный режим 241, 253
Влажность относительная 52, 344
Внутренняя энергия 14, 18, 60
Водоподготовка 195
Воздуховоды 293, 299
Воздухообмен естественный 243, 244, 303
Воздухопроницаемость 243
Воздушная струя 246

Газовая постоянная 9
Гелиоколлектор 427
Гелиоустановка 433
Горение 173, 175
Горелки 177, 204, 332
Градиент концентрации 154, 347
— температуры 92, 347

Диаграммы водяного пара 45, 46, 47
Диффузор 67

Завесы воздушные 249
— воздушно-тепловые 249
Закон Вина 136
— Дальтона 10, 51, 348
— Кирхгофа 137
— Ламберта 138, 139
— Майера 20
— Нернста 154
— Ньютона — Рихмана 116
— Планка 136
— Стефана — Больцмана 136
— Фика 154
— Фурье 92, 154
— Щукарева 156
Зонты вытяжные 293

Импульс струи кинетический 247
Инфильтрация 243, 258

Калориферы 272, 275
Капилярнопористые тела 342
Компенсаторы тепловых сетей 412
Компрессор многоступенчатый 73, 210
— одноступенчатый 70, 207
Конвекция 90, 116
Конфузор 67
Котлы водогрейные 188
— паровые 184
— типа ДКВР 186
Коэффициент адиабатного дросселирования 68
— аэродинамический 245
— воздухопроницаемости 243
— диффузии 155, 242, 347, 350
— загрузки электродвигателей 379
— избытка воздуха 171
— излучения 136, 143
— использования теплоты 83
— — установленной мощности 451
— массообмена 156
— массопередачи 160
— массопроводности 156
— облученности 140
— объема 208, 325
— ограждения 134, 325
— одновременности работы двигателей 228, 379
— потребления низкопотенциальной теплоты 453
— преобразования теплоты 89
— — Пуассона 20
— сушки 349

— теплообмена 103, 116, 121, 128, 130, 133, 255, 259, 416
— теплопередачи 104, 148, 254, 274, 390
— теплопоглощения 240
— теплоусвоения 240
— утилизации вторичных энергоресурсов 453
Коэффициент полезного действия адиабатный 210
— — — атомных электростанций 233
— — — двигателя 258
— — — изотермный 209
— — — индикаторный 220
— — — теплоэлектроцентрали 226
— — — термический 34, 36, 78, 79
— — — эксергетический 449
— — — электростанций 226
— эффективности нормативный 452
Кратность воздухообмена 306
Кривая инверсии 69
Критерии подобия 123
Критерий Архимеда 247
— Био 108
— Галилея 131
— Грасгофа 124
— Нуссельта 125, 161
— Пекле 124
— Прандтля 124, 161
— Рейнольдса 124, 161, 298
— Фурье 108, 122
Культивационные сооружения 318

Ледник 382
Лучистый поток интегральный 135

Материалы изоляционные 236
— строительные
Метод аналогии 112
— Лапласа 109, 113
— феноменологический 5
Микроклимат помещения 251
Моделирование 108, 109
Мощность индикаторная и эффективная 219
— системы отопления 258
— теплового потока 133
— установленная 228

Нория 358
Нормы теплопотребления 277, 395

Объем мертвого пространства 208
— парциальный 11
— удельный 8
Ограждающие конструкции 234, 235
Отопление водяное 259, 269
— воздушное 266, 267
— панельно-лучистое 268, 269
— паровое 265
— печное 268
Осушение адиабатное 55
Отопительные панели 268, 269
Охладители молока 389
Охлаждение воздуха испарительное 281
Очистка дымовых газов 196

Параметры состояния 6
Парники 319
Перегреватели 192
Плотность потока влаги 347
— теплового потока 91
Поверхность изотермическая 91
— нагрева условная 189
Пограничный слой 117, 118, 246
Подбор котлов 400
Пористый материал 236
Постоянная Больцмана 7
Потенциал влажности и переноса теплоты 241
Процесс термодинамический адиабатный 24, 27, 62, 64
— — изобарный 25
— — изотермный 27
— — изохорный 25
— — политропный 28, 62
— равновесный 12
Пылеотделители 446

Работа вытеснения 60
Расходы эксплуатационные 450, 451
Реактор ядерный 231
Регенерация теплоты 424

Система вентиляции вытяжная и приточная 286, 445
— теплоснабжения 394, 399, 404, 405
Скорость гомогенной реакции 174
— истечения 63
— критическая 65
— сушки 346
Солнечная энергия 434
Сопротивление теплопередаче 255, 257
Способность поглощательная 141
Среда двухфазная 153
— многофазная, однофазная и сплошная 92
Среднеобъемная температура тела 108
Степень черноты 137, 141
Струя 246
Сушка 58, 340, 351, 358
Сушильные установки 356

Тела капиллярно-пористые, коллоидные, коллоидно-капилярно-пористые 342
Температуры (общее понятие) 7
— инверсии 69
— определяющая 126, 128
— термодинамическая 8, 136
— торможения 67
— точки росы 52
Температуропроводность 95
Температурное поле 112, 114
Температурный коэффициент сушки 349
Теория подобия 121
Тепловая активность пола 239
— изоляция 102, 410
— инерция слоя 240
— мощность калорифера 274
— — паровых котлов 400
— — систем горячего водоснабжения 397
— — — отопления 396
— — теплогенератора 201
Тепловое движение 5
— излучение 90
Тепловой баланс двигателя 220
— поток 91
Тепловыделение 258, 306, 307
Тепловые сети 408, 414
Теплогенератор 199, 313
Теплоемкость 19, 21, 52, 238, 348
Теплоизоляционные показатели пола 238
Теплоноситель 127, 131
Теплообмен конвективный и кондуктивный 90
Теплопередача 103
Теплопроводность грунта 417
— плоской однослойной стенки 98
— — многослойной стенки 99
— цилиндрической оболочки 100
Теплота свободная и скрытая 306, 307
— сгорания 165
Теплофикация 82
Термодинамическая система изолированная 6
— — открытая 6, 59
Топки 191
Топливо ядерное 231

Увлажнение адиабатное 55
Условия граничные 96, 102, 120
Уравнение Ван-дер-Ваальса 9
— Дальтона 10
— массоотдачи 156
— неразрывности 120
— состояния газовой смеси 11
— термодинамики основное 40
Установки приточно-вытяжные 313
Устройство тягодутьевое 196

Фильтры 445
Фонтан воздушный 247
Фронт горения 175
Функция ошибок Гаусса 113

Хладоны 385
Холодильная машина 385, 388
Холодильный коэффициент 35, 87, 89
Хранение контейнерное 374
Хранилище капитальное 374

Число Нуссельта 124, 161
— Шервуда 162
— Шмидта 162

Экология 438
Экономайзер 188, 192
Эксергический баланс 43
Экстрагирование 156
Эксфильтрация 243
Электростанция конденсационная и теплофикационная 223
Энергия ветра 431
— внутренняя 14, 49
— геотермальная 433
Энтальпия 22, 52, 61, 281, 308
Энтропия 22, 24, 48, 49
Эффект Джоуля — Томпсона 69
Эффективность экономическая 452

Ядро течения потенциальное 246

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

РАЗДЕЛ ПЕРВЫЙ. **ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ТЕПЛОТЕХНИКИ И ТЕХНИЧЕСКАЯ ТЕРМОДИНАМИКА** 5

Глава 1. **Основные понятия и определения** 5

1.1. Общие сведения 5
1.2. Термодинамическая система 6
1.3. Термические параметры состояния 6
1.4. Уравнения состояния 9
1.5. Газовые смеси 10
1.6. Термодинамический процесс 12
Контрольные вопросы и задания 13

Глава 2. **Первый закон термодинамики** 14

2.1. Внутренняя энергия 14
2.2. Работа расширения — сжатия 15
2.3. Работа и теплота 17
2.4. Аналитическое выражение первого закона термодинамики для закрытых систем 18
2.5. Теплоемкость 19
2.6. Энтальпия 22
2.7. Энтропия 22
2.8. Термодинамические процессы идеальных газов в закрытых системах 24
Контрольные вопросы и задания 31

Глава 3. **Второй закон термодинамики** 32

3.1. Общая характеристика 32
3.2. Термический КПД. Холодильный коэффициент 34
3.3. Цикл Карно 35
3.4. Изменение энтропии в необратимых процессах . . . 38
3.5. Эксергия. Эксергетический метод анализа термодинамических процессов 41
Контрольные вопросы и задания 43

Глава 4. **Термодинамические процессы парообразования** 44

4.1. Парообразование при постоянном давлении 44
4.2. Параметры состояния жидкости и пара 47
4.3. Процессы изменения состояния пара 49
4.4. Влажный воздух 51
Контрольные вопросы и задания 58

Глава 5. **Термодинамика открытых систем** 59

5.1. Общие сведения 59
5.2. Математическое выражение первого закона термодинамики для потока 60

5.3. Истечение газов и паров 63
5.4. Дросселирование 68
5.5. Термодинамические основы компрессора 70
Контрольные вопросы и задания 74

Глава 6. **Циклы тепловых двигателей и установок** 75

6.1. Исходные положения 75
6.2. Циклы поршневых двигателей внутреннего сгорания . . 76
6.3. Циклы паросиловых установок 79
Контрольные вопросы и задания 84

Глава 7. **Циклы холодильных установок и тепловых насосов** (обратные термодинамические циклы) 85

7.1. Общие сведения 85
7.2. Цикл паровой компрессионной холодильной установки . 86
7.3. Цикл абсорбционной холодильной установки 87
7.4. Цикл теплового насоса 88
Контрольные вопросы и задания 89

РАЗДЕЛ ВТОРОЙ. **ОСНОВЫ ТЕПЛОМАССООБМЕНА** 90

Глава 8. **Основные понятия** 90

8.1. Способы распространения теплоты в пространстве . . 90
8.2. Основные определения 91
8.3. Основной закон теплопроводности (закон Фурье) . . . 92
8.4. Теплопроводность 93
8.5. Дифференциальное уравнение теплопроводности . . . 93
8.6. Краевые условия 95
8.7. Теплопроводность при стационарном режиме 97
8.8. Теплопроводность при граничных условиях третьего рода. Тепловая изоляция 102
Контрольные вопросы и задания 106

Глава 9. **Теплопроводность при нестационарном режиме** . . . 106

9.1. Основные положения 106
9.2. Методы решения и моделирования задач 109
9.3. Определение температурного поля под животноводческим помещением и в грунте теплицы 112
Контрольные вопросы и задания 115

Глава 10. **Конвективный теплообмен** 115

10.1. Основные понятия и определения 115
10.2. Закон теплоотдачи (закон Ньютона — Рихмана) . . . 116
10.3. Гидродинамический, тепловой и диффузионный пограничные слои 117
10.4. Дифференциальные уравнения конвективного теплообмена 119
10.5. Применение теории подобия для описания теплоотдачи . 121
Контрольные вопросы и задания 125

Глава 11. **Критериальные уравнения для определения коэффициентов теплообмена** 126

11.1. Вынужденное движение теплоносителя 126
11.2. Свободное движение теплоносителя 128
11.3. Кипение 128
11.4. Конденсация 130
11.5. Конвективный теплообмен в сельскохозяйственных помещениях 132
Контрольные вопросы и задания 134

Глава 12. **Лучистый теплообмен** 134
12.1. Основные понятия, определения и законы 134
12.2. Лучистый теплообмен между телами и методы изменения его интенсивности 138
12.3. Излучение газов 141
12.4. Лучистый теплообмен в сельскохозяйственных производственных помещениях 142
12.5. Теплообмен излучением между животными и ограждениями помещения 143
Контрольные вопросы и задания 144
Глава 13. **Основы теплового расчета теплообменных аппаратов** . . 144
13.1. Классификация 144
13.2. Расчет рекуперативного теплообменника 147
13.3. Методы интенсификации процессов теплопередачи . . . 151
Контрольные вопросы и задания 152
Глава 14. **Тепломассообмен в двухкомпонентных средах** 152
14.1. Основные понятия и определения 152
14.2. Диффузия и теплопроводность 154
14.3. Массо- и теплоотдача 156
14.4. Массо- и теплопередача 158
14.5. Дифференциальные уравнения конвективного массо- и теплообмена. Тройная аналогия 160
Контрольные вопросы и задания 163
Глава 15. **Топливо и основы теории горения** 163
15.1. Общие сведения и классификация топлива 163
15.2. Состав и характеристики топлива 164
15.3. Расчет процессов горения 171
15.4. Процесс горения 173
Контрольные вопросы и задания 179
РАЗДЕЛ ТРЕТИЙ. **ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ** . . 180
Глава 16. **Котельные утановки** 180
16.1. Общие сведения 180
16.2. Схема котельной установки 181
16.3. Тепловой баланс парового котла 183
16.4. Устройство и характеристики котлов малой производительности 184
16.5. Расчет поверхности нагрева 190
16.6. Элементы конструкций котлов, вспомогательные системы и устройства 191
16.7. Особенности эксплуатации котельных установок . . . 197
Контрольные вопросы и задания 199
Глава 17. **Теплогенераторы, водонагреватели, газовые отопительные приборы** 199
17.1. Теплогенераторы 199
17.2. Водонагреватели 201
17.3. Газовые отопительные приборы 203
Контрольные вопросы и задания 205
Глава 18. **Компрессоры** 206
18.1. Классификация 206
18.2. Устройство и работа поршневого компрессора . . . 207

18.3. Показатели, характеризующие работу компрессора . . 209
18.4. Многоступенчатые компрессоры 210
18.5. Компрессорные установки 210
Контрольные вопросы и задания 212

Глава 19. **Двигатели внутреннего сгорания** 213

19.1. Классификация 213
19.2. Рабочие циклы четырехтактных и двухтактных двигателей 214
19.3. Показатели работы двигателя 218
19.4. Автоматизация двигателей 221
Контрольные вопросы и задания 223

Глава 20. **Тепловые электростанции (ТЭС)** 223

20.1. Назначение и классификация 223
20.2. Тепловая схема ТЭС 224
20.3. Показатели тепловой экономичности 226
20.4. Дизельные электростанции 226
20.5. Атомные электростанции 231
Контрольные вопросы и задания 233

РАЗДЕЛ ЧЕТВЕРТЫЙ. **ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ** 234

Глава 21. **Теплофизика сельскохозяйственных производственных сооружений** 234

21.1. Тепловой режим сельскохозяйственных помещений . . 234
21.2. Теплофизические характеристики ограждающих конструкций 235
21.3. Тепловосприятие пола 238
21.4. Теплоустойчивость помещения 239
21.5. Влажностный режим ограждений 241
21.6. Воздушный режим сельскохозяйственных помещений . . 243
Контрольные вопросы и задания 251

Глава 22. **Отопление, горячее водоснабжение и кондиционирование производственных и коммунально-бытовых зданий** . . 251

22.1. Общие сведения 251
22.2. Тепловые потери помещений 254
22.3. Тепловыделения от производственного оборудования и технологических процессов 258
22.4. Система отопления 259
22.5. Нагревательные приборы систем водяного, парового и панельно-лучистого отопления 269
22.6. Оборудование для нагрева воздуха 272
22.7. Горячее водоснабжение 275
22.8. Кондиционирование воздуха 279
Контрольные вопросы и задания 284

Глава 23. **Вентиляция производственных и коммунально-бытовых зданий** 285

23.1. Общие сведения 285
23.2. Принципиальные схемы вентиляции 287
23.3. Расчет систем вентиляции 295
23.4. Подбор вентиляторов 299
Контрольные вопросы и задания 301

Глава 24. **Применение теплоты в животноводстве и птицеводстве** 302

24.1. Общие сведения 302
24.2. Расчет воздухообмена 303
24.3. Определение тепловой мощности системы отопления . . 308
24.4. Расчет вентиляции и отопления животноводческих и птицеводческих помещений при помощи *Hd*-диаграммы . . 309
24.5. Выбор оборудования для системы вентиляции и отопления 312
24.6. Автоматизация микроклимата 314
24.7. Технологическое потребление теплоты 315
Контрольные вопросы и задания 318

Глава 25. **Применение теплоты в сооружениях защищенного грунта** 318

25.1. Общие сведения 318
25.2. Конструктивные и теплофизические характеристики культивационных сооружений 325
25.3. Способы обогрева 326
25.4. Предупреждение перегрева растений в теплицах . . . 334
25.5. Подкормка растений углекислым газом 335
25.6. Расчет теплиц 336
25.7. Автоматическое управление микроклиматом в теплицах 338
Контрольные вопросы и задания 339

Глава 26. **Сушка продуктов сельскохозяйственного производства** 340

26.1. Общие сведения 340
26.2. Формы связи влаги с телом 341
26.3. Основные характеристики влажных тел и агентов сушки 342
26.4. Равновесие влажного материала с сушильным агентом. Изотермы сорбции и десорбции 344
26.5. Кинетика процесса сушки 346
26.6. Тепломассообмен и интенсификация сушки 347
26.7. Способы сушки 350
26.8. Классификация и принципиальные схемы зерносушилок конвективного действия 352
26.9. Активное вентилирование 355
26.10. Сушильные установки 356
26.11. Технология сушки 359
26.12. Тепловой расчет конвективной сушки 360
26.13. Контроль и регулирование процесса сушки 366
Контрольные вопросы и задания 367

Глава 27. **Хранение сельскохозяйственных продуктов** 367

27.1. Общие сведения 367
27.2. Типы хранилищ. Их характеристика 368
27.3. Способы и режимы хранения 371
27.4. Вентилирование хранилищ 373
27.5. Хранение в регулируемой газовой среде 375
27.6. Тепловой расчет хранилищ 376
27.7. Автоматическое регулирование температурно-влажностного режима в хранилищах 380
Контрольные вопросы и задания 380

Глава 28. **Применение холода** 381

28.1. Общие сведения 381
28.2. Ледяное и льдосоляное охлаждение 382
28.3. Машинное охлаждение 385
28.4. Холодильные установки 386

28.5. Определение холодильной мощности и выбор холодильной установки 390
28.6. Автоматизация холодильных установок 393
Контрольные вопросы и задания 394

Глава 29. **Системы теплоснабжения** 394

29.1. Общие сведения 394
29.2. Нормы теплопотребления. Годовой расход теплоты и топлива 395
29.3. Подбор котлов 399
29.4. Графики тепловой нагрузки 401
29.5. Классификация систем теплоснабжения 404
Контрольные вопросы и задания 408

Глава 30. **Тепловые сети** 408

30.1. Общие сведения 408
30.2. Изоляция тепловых сетей 410
30.3. Трубы и их опоры 412
30.4. Компенсация теплового удлинения труб 412
30.5. Гидравлический расчет 414
30.6. Тепловой расчет 415
Контрольные вопросы и задания 418

Глава 31. **Экономия теплоэнергетических ресурсов** 419

31.1. Общие сведения 419
31.2. Совершенствование конструкционных решений систем вентиляции и автоматизация микроклимата 419
31.3. Использование вторичных энергетических ресурсов . . 422
31.4. Использование возобновляемых источников энергии . . 425
31.5. Использование биогаза 436
Контрольные вопросы и задания 438

Глава 32. **Охрана окружающей среды** 438

32.1. Основные определения 438
32.2. Загрязнение окружающей среды и борьба с ним . . . 441
32.3. Защита воздуха от загрязнений 443
Контрольные вопросы и задания 447

Глава 33. **Технико-экономические показатели** 447

33.1. Энергетические и эксергетические показатели 447
33.2. Себестоимость теплоты в сельском хозяйстве 450
33.3. Технико-экономические показатели использования вторичных и природных энергоресурсов 452
Контрольные вопросы и задания 453
Литература 455
Предметный указатель 455

Учебное издание

ДРАГАНОВ БОРИС ХАРЛАМПИЕВИЧ
КУЗНЕЦОВ АНАТОЛИЙ ВЛАДИМИРОВИЧ
РУДОБАШТА СТАНИСЛАВ ПАВЛОВИЧ

ТЕПЛОТЕХНИКА И ПРИМЕНЕНИЕ ТЕПЛОТЫ В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ

Зав. редакцией С. А. Карпушин
Художественный редактор Е. Г. Прибегина
Технические редакторы Г. Г. Хацкевич, Л. А. Бычкова
Корректоры В. В. Старенькая, М. В. Чаплыгина

ИБ № 6234

Сдано в набор 18.01.90. Подписано к печати 20.07.90. Формат 60×88$^{1}/_{16}$. Б
га офсетн. № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 2
Усл. кр.-отт. 28,42. Уч.-изд. л. 29,13. Изд. № 144. Тираж 19 000 экз. Заказ 1
Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени ВО «Агропромиздат», 107807, ГС
Москва, Б-78, ул. Садовая-Спасская, 18.

Московская типография № 11 Государственного комитета СССР по пе
113105, Москва, Нагатинская ул., д. 1.