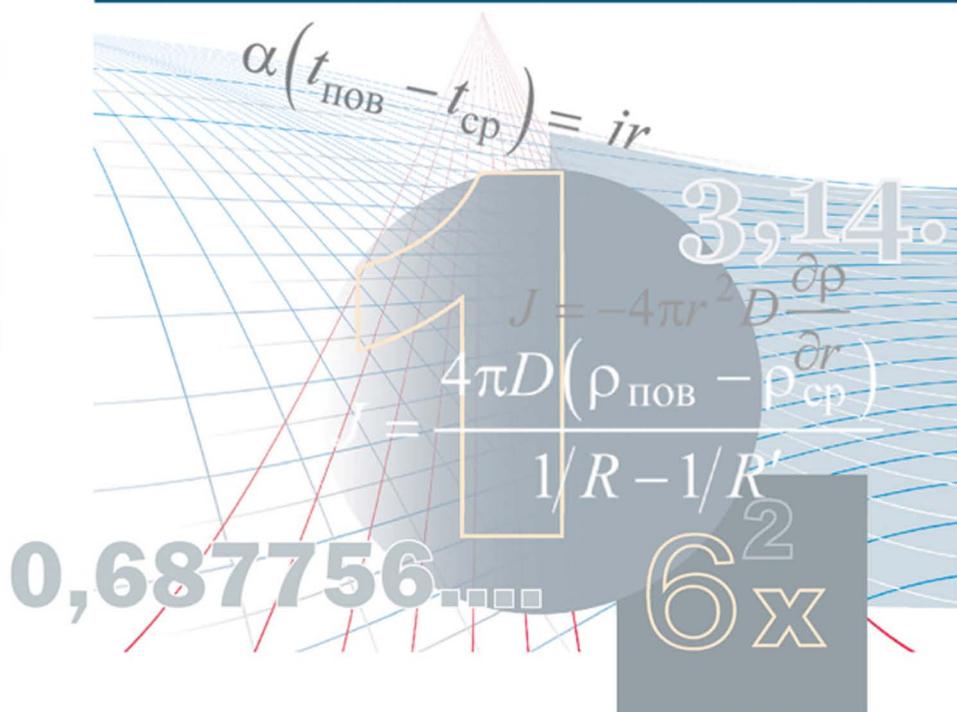




П. В. Акулич

РАСЧЕТЫ СУШИЛЬНЫХ И ТЕПЛОБМЕННЫХ УСТАНОВОК



НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова

П. В. Акулич

РАСЧЕТЫ

СУШИЛЬНЫХ

И ТЕПЛООБМЕННЫХ

УСТАНОВОК



Минск
«Беларуская навука»
2010

УДК 66.45/47

Акулич, П. В. Расчеты сушильных и теплообменных установок / П. В. Акулич. – Минск: Беларус. навука, 2010. – 443 с. – ISBN 978-985-08-1192-9.

В книге систематически излагаются методы расчета основных практически важных типов установок для сушки и тепловой обработки материалов, теплообменных аппаратов и другого вспомогательного оборудования. Рассмотрены основные закономерности их гидродинамики и тепломассообмена, расчеты основных режимов работы и конструктивных элементов. Кратко изложены теоретические основы тепломассопереноса в процессах сушки, эксергетического анализа, методы экономии энергии и интенсификации тепломассообмена и некоторые современные тенденции их развития. Приведены примеры расчета основных типов промышленных установок и вспомогательных устройств.

Предназначена для научных и инженерно-технических работников, проектировщиков различных отраслей промышленности, а также может быть полезна аспирантам и студентам старших курсов, специализирующихся в области разработки, выбора и эксплуатации технологических установок для сушки и тепловой обработки материалов, тепломассообменных процессов и аппаратов.

Табл. 61. Ил. 70. Библиогр.: 107 назв.

Р е ц е н з е н т ы

член-корреспондент НАН Беларуси, доктор технических наук В. А. Бородуля,
доктор технических наук, профессор Э. И. Левданский

ISBN 978-985-08-1192-9

© Акулич П. В., 2010

© Оформление. РУП «Издательский дом
«Беларуская навука», 2010

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время создание и внедрение ресурсо- и энергосберегающих теплотехнологий и оборудования стало одной из приоритетных задач современной науки и техники. Это вызвано возрастающим дефицитом и ростом цен на энергетические ресурсы. Проблема обеспечения энергетической безопасности, повышения эффективности производств, создание конкурентоспособной продукции требуют проведения активных мероприятий в области энергосбережения. Это особенно актуально для процессов сушки и тепловой обработки, которые широко распространены и представляют собой одну из важнейших и весьма энергоемких стадий технологических процессов, от правильной организации которых в значительной степени зависит качество выпускаемой продукции и экономические показатели многих производств.

Сушка – процесс удаления влаги из материала путем ее испарения. В общем случае процесс сушки сопровождается протеканием множества взаимосвязанных явлений внутреннего и внешнего теплообмена, фазовых превращений, структурно-механических и физико-химических изменений свойств материала. При сушке обычно удаляется только влага физико-механической и физико-химической связи; химически связанная влага, как правило, не удаляется. Целью сушки является придание материалу требуемых свойств: уменьшения массы, увеличения прочности, повышения теплоты сгорания, сохранения качества материала на продолжительное время и т. д.

По приблизительным оценкам, процессы тепловой сушки потребляют от 10 до 15% и более от общего расхода энергии в промышленных производствах. Такой огромный расход энергии на процессы сушки обусловлен большим объемом и ассортиментом высушиваемых материалов и стремительным их расширением. При этом расход энергии на эти процессы в развитых странах выше. Несмотря на широкое распространение процессов сушки, направленность усилий многих исследователей и определенные достижения в повышении их эффективности, коэффициент полезного действия сушильного оборудования очень мал. В связи с этим создание высокоэффективных и высокопроизводительных сушильных и теплообменных установок имеет важное значение. Развитие сушильной техники неразрывно связано с ростом ведущих отраслей промышленности, которые требуют разработки новых технологий

и сушильного оборудования. Результаты исследований в области теории и техники сушки и термообработки позволяют на научной основе подойти к проблемам интенсификации этого процесса, выбора оптимального технологического процесса и конструкции сушильного аппарата.

Основные требования, предъявляемые к сушильным установкам: получение продукта с необходимыми качественными показателями (содержание влаги в заданных пределах, сохранение витаминов, белков, структурно-механических свойств высушиваемого материала и т. д.); достижение наилучших показателей по удельным затратам теплоты, энергии и металлоемкости; обеспечение безопасности и экологичности, механизации и автоматизации производств.

Потребность в новых продуктах и материалах, повышение качества выпускаемой продукции, высокая стоимость энергоносителей, низкая эффективность традиционного сушильного оборудования вызывают необходимость развития теоретических и экспериментальных исследований, опытно-конструкторских разработок, направленных на создание энергоэффективных технологий сушки, тепловой обработки и оборудования, отвечающих современным требованиям. При выборе эффективного способа сушки и типа установки для новых материалов, разработке и проектировании новых производств и оборудования исключительно важную роль играют методы расчета, определение основных режимных и конструктивных параметров и эффективности работы конкретной установки на стадии разработки. Следует отметить, что, несмотря на обширные исследования в теории сушки и термовлажностной обработки материалов, ее возможности все еще отстают от потребностей инженерной практики.

В связи с этим предпринята попытка обобщить и в сжатой и доступной форме изложить методы расчета практически важных типов сушильных установок, теплообменного и другого вспомогательного оборудования. Точность расчетов процессов сушки и термообработки, сушильных установок зависит от знания и полноты учета свойств материалов как объектов сушки, кинетических характеристик, гидродинамики потоков и процессов тепло- и массообмена.

При изложении теоретических аспектов тепломассопереноса в пористых средах в процессах сушки по возможности учтены современные тенденции в этой области. В последнее время при описании тепломассопереноса в пористых средах находит применение теория многофазной фильтрации, в которой предполагается независимость движения отдельных фаз. Для учета поверхностных сил в качестве замыкающих соотношений используются уравнения Кельвина, Клапейрона–Клаузиуса, изотермы сорбции. При данном подходе нет необходимости в определении критерия фазового перехода, коэффициента термовлагопроводности. Дальнейшее развитие получили методы описания на основе углубления зоны испарения с учетом зависимости параметров на границе фазового перехода от условий протекания процесса.

Приведенные методы расчета установок учитывают особенности их гидродинамики и тепломассообмена. Даны примеры расчета основных типов промышленных установок, иллюстрирующие применение данных методов расчета и показывающие количественные результаты эмпирических корреляций и соотношений. Расчеты статики сушки выполнены с помощью аналитических методов, позволяющих использовать современные вычислительные средства. В книге не ставилась задача привести обзор всех расчетных методов и исследований, а рассмотрены лишь те, которые необходимы для расчетов данных процессов и аппаратов.

Сушильные установки, как правило, включают различные типы вспомогательного оборудования (калориферы, теплообменники, циклоны, фильтры, распыливающие механизмы, напорно-дутьевые устройства и др.), от работы которых зависит эффективность установки в целом. Это побудило привести методы расчета основного вспомогательного оборудования, причем особое внимание уделено расчету наиболее важных теплообменных устройств.

С учетом исключительной важности экономии энергии и рационального использования энергоресурсов рассмотрены методы эксергетического расчета и анализа сушильных и теплообменных аппаратов. Проанализированы некоторые современные методы утилизации и регенерации теплоты с использованием тепловых насосов, конденсаторов, когенерационных установок, рециркуляции теплоносителя. Особое внимание уделено развивающемуся направлению, связанному с применением камер пульсационного горения, которые позволяют в значительной степени интенсифицировать тепло- и массообменные процессы.

Автор выражает искреннюю благодарность за поддержку при подготовке книги заслуженному изобретателю Республики Беларусь, доктору технических наук, профессору П. С. Куцу, члену-корреспонденту НАН Беларуси, доктору технических наук, профессору В. Л. Драгуну, заслуженному изобретателю Республики Беларусь, доктору технических наук, профессору А. В. Акуличу. Автор весьма признателен члену-корреспонденту НАН Беларуси, доктору технических наук, профессору В. А. Бородуле и доктору технических наук, профессору Э. И. Левданскому за рецензирование рукописи.

ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И ВЛАЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ

1.1. Свойства теплоносителей

1.1.1. Водяной пар

Водяной пар используют в качестве теплоносителя для подогрева воздуха в калориферах, для нагрева материалов через стенку при сушке в контактных установках. Перегретый пар применяют в процессах сушки и тепловой обработки в качестве сушильного агента.

Пар, находящийся в равновесии с жидкостью, из которой он образуется, называется *насыщенным паром*. Насыщенный пар, который не содержит жидкой фазы (частиц), называется *сухим насыщенным паром*. Насыщенный пар, в котором содержится жидкая фаза в виде равномерно распределенных мелко-дисперсных частиц, называется *влажным насыщенным паром*.

Массовая доля сухого насыщенного пара во влажном (т. е. паро-воздушной смеси) называется степенью сухости x' (кг сухого пара/кг влажного пара). Для кипящей жидкости при температуре насыщения $x' = 0$, а для сухого насыщенного пара $x' = 1$. Величина $1 - x'$ определяет массу воды в единице массы влажного пара, которая называется *влажностью пара*.

Сухой насыщенный пар, нагретый выше температуры насыщения при данном давлении, называется *перегретым паром*. Получают его при нагреве насыщенного пара в перегревателе. Перегрев пара при постоянном давлении сопровождается увеличением температуры и удельного объема пара.

Критическое состояние является конечной точкой фазового перехода жидкость–пар. Параметры *критической точки* для воды: $p = 22,129$ МПа; $t = 374,14$ °С; $v = 0,00326$ м³/кг. В критическом состоянии (точке) различие между водой и паром исчезает, т. е. вода и пар обладают одинаковыми свойствами. Отметим еще одну характерную точку для воды, называемую *тройной точкой*: $p = 611$ Па; $t = 0,01$ °С; $v = 0,001$ м³/кг. При этих единственных параметрах вода может одновременно находиться в трех фазах: жидкой, твердой (льда) и газообразной (насыщенного пара).

Энтальпию перегретого пара можно определить по формуле

$$I_{\text{п}} = c_{\text{ж}} t_{\text{к}} + r + c_{\text{п}} (t - t_{\text{к}}), \quad (1.1)$$

где $c_{\text{ж}}$ – удельная теплоемкость жидкости (воды), кДж/(кг·К); $t_{\text{к}}$ – температура кипения жидкости, зависящая от давления, °С; r – удельная теплота паро-

образования, кДж/кг; $c_{\text{п}}$ – теплоемкость перегретого пара при постоянном давлении, кДж/(кг·К).

В случае, если можно допустить, что энтальпия пара зависит только от температуры и не зависит от давления, например в атмосферных сушильных установках, где изменение парциального давления невелико, имеет место $c_{\text{ж}} = \text{const}$ и $c_{\text{п}} = \text{const}$. Тогда удельную теплоту парообразования можно вычислить по формуле

$$r = r_0 - (c_{\text{ж}} - c_{\text{п}})t_{\text{к}}, \quad (1.2)$$

где r_0 – удельная теплота парообразования при температуре $t_{\text{к}} = 0^\circ\text{C}$: $r_0 = 2493$ кДж/кг.

Подставляя выражение (1.2) в (1.1), получаем приближенную формулу для расчета энтальпии перегретого пара

$$I_{\text{п}} = r_0 + c_{\text{п}}t. \quad (1.3)$$

Энтальпия сухого насыщенного пара

$$I_{\text{н}} = c_{\text{ж}}t_{\text{к}} + r. \quad (1.4)$$

Энтальпия пара, характеризующегося степенью сухости x' , определяется по формуле

$$I_{\text{н}} = c_{\text{ж}}t_{\text{к}} + rx', \quad (1.5)$$

где r – удельная теплота парообразования при температуре кипения, кДж/кг.

1.1.2. Влажный воздух

Влажный воздух представляет собой бинарную смесь сухого воздуха и водяного пара. Сухой воздух не содержит водяного пара и состоит в основном из азота (75,5 мас. %) и кислорода (23,1 мас. %). По физическому состоянию влажный воздух близок к идеальным газам и с достаточной степенью точности для инженерных расчетов подчиняется законам смеси идеальных газов.

Общее давление смеси газов, согласно закону Дальтона, равно сумме парциальных давлений всех ее компонентов:

$$p = p_1 + p_2 + p_3 + \dots + p_n, \quad (1.6)$$

где p – общее давление смеси газов; $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$ – парциальные давления отдельных компонентов, входящих в смесь (в единицах общего давления).

Следовательно, общее (барометрическое) давление влажного воздуха

$$p = p_{\text{с.в.}} + p_{\text{п}}, \quad (1.7)$$

Здесь $p_{\text{с.в.}}$, $p_{\text{п}}$ – парциальное давление сухого воздуха и водяного пара, содержащегося в воздухе.

Используя уравнение состояния идеального газа, можно записать

$$p_{c.v} = \rho_{c.v} \frac{RT}{M_{c.v}}, \quad p_{п} = \rho_{п} \frac{RT}{M_{п}}, \quad (1.8)$$

где $\rho_{c.v}$, $\rho_{п}$ – плотность сухого воздуха и водяного пара, кг/м³; $M_{c.v}$, $M_{п}$ – молекулярная масса сухого воздуха ($M_{c.v} = 28,96$ кг/кмоль) и пара ($M_{п} = 18,016$ кг/кмоль); R – универсальная газовая постоянная, равная 8314,2 Дж/(кмоль·К); T – температура влажного воздуха, равная температуре пара и сухого воздуха, К.

Компоненты газовой смеси (сухой воздух, пар) занимают тот же объем, что и вся смесь:

$$\rho_{c.v} = \frac{m_{c.v}}{V}, \quad \rho_{п} = \frac{m_{п}}{V}, \quad (1.9)$$

где $m_{c.v}$, $m_{п}$ – масса сухого воздуха и водяного пара во влажном воздухе, кг; V – объем влажного воздуха, равный объему сухого воздуха или объему пара, м³.

Водяной пар, содержащийся в воздухе, может быть перегретым или насыщенным. Влажный воздух, состоящий из смеси сухого воздуха и перегретого пара, называется ненасыщенным влажным воздухом, а смесь сухого воздуха и насыщенного пара – насыщенным влажным воздухом. Последний содержит максимально возможное количество водяного пара, при превышении которого пар начинает конденсироваться (превращаться в туман или росу).

Состояние влажного воздуха характеризуется следующими параметрами: температурой, абсолютной и относительной влажностью, влагосодержанием, плотностью или удельным объемом, энтальпией.

Абсолютной влажностью воздуха $\rho_{п}$ называется масса пара, содержащегося в 1 м³ влажного воздуха. Следовательно, абсолютная влажность воздуха равна плотности пара.

Относительной влажностью воздуха (или влажностью воздуха) φ называется отношение абсолютной влажности к максимально возможной абсолютной влажности воздуха при тех же условиях (температуре, барометрическом давлении). Максимальная абсолютная влажность воздуха равна плотности насыщенного водяного пара при данной температуре и давлении:

$$\varphi = \frac{\rho_{п}}{\rho_{п}} \quad \text{или} \quad \varphi = \frac{\rho_{п}}{\rho_{п}} \cdot 100 \% \quad (1.10)$$

Используя уравнение состояния для влажного воздуха, можно записать

$$\varphi = \frac{\rho_{п}}{\rho_{п}} = \frac{p_{п}}{p_{п}} \quad (1.11)$$

или

$$\varphi = \frac{x p}{p_{\text{н}}(x + 0,622)}.$$

Влажность насыщенного воздуха максимальна и равна единице ($\varphi=1$). Давление насыщенного пара $p_{\text{н}}$ зависит от температуры, с повышением которой давление насыщения $p_{\text{н}}$ возрастает. Следовательно, при нагревании влажного воздуха при постоянном его влагосодержании относительная влажность воздуха φ уменьшается, а при охлаждении увеличивается, достигая при $p_{\text{п}} = p_{\text{н}}$ единицы. Температура воздуха при данных условиях соответствует температуре точки росы. Таким образом, при нагревании воздуха возрастает его способность воспринимать влагу, т. е. увеличивается сушильная способность воздуха. При температуре $t \geq 99,4^{\circ}\text{C}$ давление насыщения равно барометрическому давлению $p_{\text{н}} = p$ и относительная влажность воздуха $\varphi = p_{\text{п}}/p$ не зависит от температуры: $\varphi = x/(x + 0,622)$.

Давление насыщенного водяного пара $p_{\text{н}}$ (Па) в диапазоне температур от 0 до 100°C можно рассчитать по формуле

$$p_{\text{н}} = 133,3 \cdot 10^{8,074 - \frac{1733}{t+233,84}}. \quad (1.12)$$

Влагосодержанием x (кг/кг) называется масса водяного пара, содержащаяся во влажном воздухе, отнесенная к 1 кг сухого воздуха:

$$x = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.в}}}. \quad (1.13)$$

Используя уравнение состояния идеального газа (1.8) и выражение (1.7), имеем

$$x = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.в}}} = \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{с.в}}} \frac{M_{\text{п}}}{M_{\text{с.в}}} = 0,622 \frac{p_{\text{п}}}{p - p_{\text{п}}}, \quad (1.14)$$

или

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_{\text{н}}}{p - \varphi p_{\text{н}}}. \quad (1.15)$$

При температуре $t \geq 99,4^{\circ}\text{C}$ влагосодержание воздуха $x = 0,622\varphi/(1 - \varphi)$.

Плотность влажного воздуха определяется по выражению

$$\rho_{\text{вл.в}} = \rho_{\text{с.в}} + \rho_{\text{п}}. \quad (1.16)$$

Поскольку $x = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{с.в}}} = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с.в}}}$ и $\rho_{\text{п}} = x\rho_{\text{с.в}}$, то

$$\rho_{\text{вл.в}} = \rho_{\text{с.в}}(1 + x). \quad (1.17)$$

Применяя уравнение состояния воздуха, можно записать

$$\rho_{\text{вл.в}} = \frac{p - p_{\text{п}}}{R_{\text{с.в}}T} + \frac{p_{\text{п}}}{R_{\text{п}}T} = \frac{1}{R_{\text{с.в}}T} \left[p - \left(\frac{R_{\text{с.в}}}{R_{\text{п}}} - 1 \right) p_{\text{п}} \right], \quad (1.18)$$

где $R_{\text{с.в}}$, $R_{\text{п}}$ – газовые постоянные сухого воздуха и пара, равные $R_{\text{с.в}} = 287$ Дж/(кг·К), $R_{\text{п}} = 461,6$ Дж/(кг·К).

Формулу (1.18) можно преобразовать к виду

$$\rho_{\text{вл.в}} = \frac{3,484 \cdot 10^{-3}}{T} (p - 0,378 \phi p_{\text{п}}).$$

Удельный объем влажного воздуха $v_{\text{уд}}$, приходящийся на 1 кг сухого воздуха ($\text{м}^3/\text{кг}$ сухого воздуха):

$$v_{\text{уд}} = \frac{R_{\text{с.в}}T}{p - \phi p_{\text{п}}} \quad (1.19)$$

или

$$v_{\text{уд}} = \frac{R_{\text{с.в}}T}{p} \left(\frac{x}{0,622} + 1 \right) = \frac{R_{\text{с.в}}}{0,622 p} (t + 273)(x + 0,622).$$

При $p = 99325$ Па

$$v_{\text{уд}} = 4,64 \cdot 10^{-3} (t + 273)(x + 0,622).$$

Средняя удельная теплоемкость влажного воздуха при постоянном давлении, рассчитанная на 1 кг влажного воздуха:

$$c_{\text{вл.в}} = \frac{c_{\text{с.в}} + xc_{\text{п}}}{1 + x}, \quad (1.20)$$

где $c_{\text{с.в}}$, $c_{\text{п}}$ – средняя изобарная теплоемкость сухого воздуха и водяного пара, кДж/(кг·К).

Энтальпия влажного воздуха $I_{\text{вл.в}}$ (кДж/кг сухого воздуха) определяется как сумма энтальпий сухого воздуха и водяного пара, которая обычно относится к 1 кг сухого воздуха:

$$I_{\text{вл.в}} = I_{\text{с.в}} + xI_{\text{п}}. \quad (1.21)$$

Энтальпия сухого воздуха $I_{\text{с.в}} = c_{\text{с.в}}t$, энтальпия воды $I_{\text{ж}} = c_{\text{ж}}t$, где $c_{\text{ж}}$ – теплоемкость воды (жидкости), кДж/(кг·К). Энтальпия перегретого пара $I_{\text{п}} = r_0 + c_{\text{п}}t$.

С учетом выражений для энтальпии сухого воздуха и пара энтальпия влажного воздуха примет вид

$$I_{\text{вл.в}} = (c_{\text{с.в}} + c_{\text{п}}x)t + r_0x \quad (1.22)$$

или приближенно с учетом средних изобарных значений теплоемкостей сухого воздуха $c_{с.в} = 1,01$ кДж/(кг·К) и пара $c_{п} = 1,97$ кДж/(кг·К) можно записать

$$I_{вл.в} = (1,01 + 1,97x)t + 2493x. \quad (1.23)$$

Под *температурой мокрого термометра* понимают температуру испаряющейся жидкости в изобарно-адиабатических условиях при полном насыщении воздуха влагой. При этом температура насыщенного влагой воздуха равна температуре испаряющейся жидкости. Отметим, что в теплотехнике температуру испаряющейся жидкости, которая равна температуре насыщенного газа, в изобарно-адиабатическом процессе называют температурой адиабатического насыщения газа.

Разность между температурой воздуха и температурой мокрого термометра характеризует сушильную способность воздуха, т. е. способность поглощать влагу.

При влагосодержании воздуха 0,02–0,4 кг/кг температуру мокрого термометра можно приближенно определить, зная энтальпию влажного воздуха:

$$t_{м.т} = 43,51g I_{вл.в} - 56,6. \quad (1.24)$$

Энтальпия связана с температурой мокрого термометра соотношением

$$I_{вл.в} = 10^{0,023t_{м.т} + 1,302}. \quad (1.25)$$

В интервале энтальпий $I_{вл.в} = 25 - 1500$ кДж/кг для расчета температуры мокрого термометра $t_{м.т}$ (°C) известна эмпирическая формула [60]

$$t_{м.т} = 287I_{вл.в}^{0,05} - 330. \quad (1.26)$$

Температурой точки росы называют температуру, которую имеет воздух с влагосодержанием x при его охлаждении до состояния насыщения ($\phi = 1$, в процентах $\phi = 100\%$).

Температуру точки росы можно определить, зная давление насыщения при заданном x и $\phi = 1$. Давление насыщения при $\phi = 1$

$$p_n = p \frac{x}{x + 0,622}. \quad (1.27)$$

Далее по таблице или формуле зависимости давления насыщенного пара от температуры определяют температуру точки росы.

Пример 1. Определить температуру точки росы для влажного воздуха температурой $t = 60$ °C и относительной влажностью $\phi = 0,4$ (40%).

Решение. Находим давление насыщенного пара при температуре воздуха $t = 60$ °C:

$$p_n = 133,3 \cdot 10^{8,074 - \frac{1733}{t + 233,84}} = 133,3 \cdot 10^{8,074 - \frac{1733}{60 + 233,84}} = 19991 \text{ Па.}$$

Определяем влагосодержание воздуха при заданных параметрах $t = 60^\circ\text{C}$ и $\varphi = 0,4$:

$$x = 0,622 \frac{\varphi p_n}{p - \varphi p_n} = 0,622 \frac{0,4 \cdot 19991}{99325 - 0,4 \cdot 19991} = 0,054 \text{ кг/кг.}$$

Далее находим давление насыщенного пара при $x = 0,054$ кг/кг и $\varphi = 1,0$:

$$p_n = p \frac{x}{x + 0,622} = 99325 \frac{0,054}{0,054 + 0,622} = 7934 \text{ Па.}$$

Температура точки росы

$$t = \frac{1733}{8,074 - \lg \frac{p_n}{133,3}} - 233,84 = \frac{1733}{8,074 - \lg \frac{7934}{133,3}} - 233,84 = 41,3^\circ\text{C.}$$

Для определения точки росы по $I - x$ диаграмме находим точку, соответствующую заданному состоянию воздуха $t = 60^\circ\text{C}$ и $\varphi = 0,4$. Далее по линии $x = \text{const}$ опускаемся до пересечения с кривой $\varphi = 1$. В данном случае $x = 0,0538$ и температура точки росы $t \approx 41,5^\circ\text{C}$. Полученное значение точки росы по $I - x$ диаграмме близко к рассчитанному по приведенным выше формулам.

Пример 2. Найти температуру мокрого термометра при температуре воздуха $t = 60^\circ\text{C}$ и влагосодержании $x = 0,04$ кг/кг.

Решение. Определяем энтальпию влажного воздуха при заданных параметрах:

$$I_{\text{вл.в}} = (1,01 + 1,97x)t + 2493x = (1,01 + 1,97 \cdot 0,04) \cdot 60 + 2493 \cdot 0,04 = 165,0 \text{ кДж/кг сухого воздуха.}$$

Температуру мокрого термометра находим по формуле

$$t_{\text{м.т}} = 43,5 \lg I_{\text{вл.в}} - 56,6 = 43,5 \lg 165,0 - 56,6 = 39,9^\circ\text{C.}$$

1.1.3. Продукты сгорания топлива

Продукты сгорания топлив в смеси с атмосферным воздухом широко используют при сушке материалов. Преимущества сушки продуктами сгорания – возможность достижения высоких температур сушки (от 300 до 900°C и выше); простота топочных агрегатов; возможность непосредственного использования отработанных газов котельных установок, печей, когенерационных и других теплоиспользующих установок.

К недостаткам применения топочных газов относятся возможность попадания частиц несгоревшего топлива в высушиваемый материал (сажи, капель жидкого топлива); содержание в газах вредных сернистых соединений; повышенная пожароопасность. При сушке топочными газами одно из основных требований – обеспечение полного сгорания топлива.

Продукты сгорания (топочные газы) получают при сжигании газообразного, жидкого (мазут, печное топливо) или твердого (уголь, торф, древесина) то-

плива в топочных агрегатах и разбавляют их в камерах смешения с атмосферным воздухом до получения требуемой температуры.

В состав рабочего топлива (твердого и жидкого) входят углерод C^P , водород H^P , кислород O^P , азот N^P , сера S^P , вода W^P и зола A^P . Газообразное топливо состоит из оксида углерода CO^P , водорода H^P , углеводородов $C_m H_n^P$, кислорода O^P . Содержание отдельных элементов обычно выражают в процентах от общей массы топлива, составляющей 100%.

Теплоту (высшую и низшую) сгорания топлива определяют по формуле Д.И. Менделеева:

для твердого и жидкого (кДж/кг)

$$Q_B^P = 339,4C^P + 1257H^P - 108,9(O^P - S^P), \quad (1.28)$$

$$Q_H^P = Q_B^P - 25,1(9H^P + W^P); \quad (1.29)$$

для сухого газообразного (кДж/кг с. г.)

$$Q_H^P = 94,0(5,32CH_4 + 5,05C_2H_6 + 4,94C_3H_8 + 4,87C_4H_{10} + 4,83C_2H_2 + 5,07C_2H_4 + 4,91C_3H_6 + 4,84C_4H_8 + 1,64H_2S + 12,75H_2 + 1,08CO), \quad (1.30)$$

$$Q_B^P = Q_H^P + 4,19 \cdot 600 \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n. \quad (1.31)$$

Теоретическое количество сухого воздуха L_0 (кг сухого воздуха/кг топлива), необходимое для полного сжигания 1 кг топлива:

для твердого и жидкого

$$L_0 = 0,115C^P + 0,345H^P - 0,043(O^P - S^P); \quad (1.32)$$

для газообразного

$$L_0 = 1,38 \left(0,0179CO + 0,248H_2 + 0,44H_2S + \sum \frac{m+(n/4)}{12m+n} C_m H_n - O_2 \right). \quad (1.33)$$

Масса сухих газов $G_{с.г}$ (кг сухих газов/кг топлива), получаемых при сжигании 1 кг твердого и жидкого топлива, равна сумме количества сгоревшего топлива (1 кг) и поступившего в топку сухого воздуха для горения за вычетом золы и водяного пара:

$$G_{с.г} = 1 + \alpha L_0 - \frac{A^P + 9H^P + W^P}{100}. \quad (1.34)$$

При сжигании газообразного топлива

$$G_{с.г} = 1 + \alpha L_0 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n, \quad (1.35)$$

где $\alpha = L_d/L_0$ – коэффициент избытка воздуха, равный отношению действительного количества подаваемого в топку воздуха (L_d) к теоретически необходимому его количеству (L_0).

Масса водяных паров $G_{\text{п}}$ (кг водяных паров/кг топлива), образующихся при сжигании:

твердого и жидкого топлива

$$G_{\text{п}} = \frac{9H^{\text{P}} + W^{\text{P}}}{100} + \alpha L_0 x_0 + G'_{\text{п}}; \quad (1.36)$$

сухого газообразного топлива

$$G_{\text{п}} = \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n + \alpha L_0 x_0 + G'_{\text{п}}, \quad (1.37)$$

где $G'_{\text{п}}$ – количество водяного пара, поступающего при дутье или распыливании топлива, кг/кг топлива.

Влагосодержание x (кг водяных паров/кг сухих газов) топочных газов

$$x = G_{\text{п}} / G_{\text{с.г}}. \quad (1.38)$$

Для заданной температуры газов $t_{\text{г}}$ коэффициент избытка воздуха можно рассчитать по формуле:

для твердого и жидкого топлива

$$\alpha = \frac{Q_{\text{в}}^{\text{P}} \eta_{\text{т}} + c_{\text{т}} t_{\text{т}} - \left(1 - \frac{9H^{\text{P}} + W^{\text{P}} + A^{\text{P}}}{100}\right) c_{\text{с.г}} t_{\text{г}} - \frac{9H^{\text{P}} + W^{\text{P}}}{100} I_{\text{п}} + G'_{\text{п}} (I'_{\text{п}} - I_{\text{п}})}{L_0 (c_{\text{с.г}} t_{\text{г}} + I_{\text{п}} x_0 - I_0)}, \quad (1.39)$$

для газообразного

$$\alpha = \frac{Q_{\text{в}}^{\text{P}} \eta_{\text{т}} + c_{\text{т}} t_{\text{т}} - \left(1 - \sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) c_{\text{с.г}} t_{\text{г}} - \left(\sum \frac{0,09n}{12m+n} C_m H_n\right) I_{\text{п}} + G'_{\text{п}} (I'_{\text{п}} - I_{\text{п}})}{L_0 (c_{\text{с.г}} t_{\text{г}} + I_{\text{п}} x_0 - I_0)}, \quad (1.40)$$

где $I_{\text{п}} = 2493 + 1,97t_{\text{г}}$ – энтальпия пара при температуре газов $t_{\text{г}}$, кДж/кг; $I'_{\text{п}}$ – энтальпия пара, применяемого для дутья или распыливания топлива, кДж/кг; I_0 – энтальпия воздуха, кДж/кг; $\eta_{\text{т}}$ – коэффициент полезного действия топки.

Теплоемкость твердого и жидкого топлива $c_{\text{т}}$ (кДж/(кг·К)) при влажности W^{P} определяется по формуле

$$c_{\text{т}} = c_{\text{с}} \frac{100 - W^{\text{P}}}{100} + c_{\text{ж}} \frac{W^{\text{P}}}{100}, \quad (1.41)$$

где $c_{\text{с}}$, $c_{\text{ж}}$ – теплоемкость абсолютно сухого топлива и воды (жидкости), кДж/(кг·К).

Энтальпия топочных газов $I_{т.г}$ (кДж/кг сухих газов), образующихся при сжигании твердого, жидкого и газообразного топлива:

$$I_{т.г} = \frac{Q_B^p \eta_T + c_T t_T + \alpha L_0 I_0 + G_{п}^{\prime} I_{п}^{\prime}}{G_{с.г}}. \quad (1.42)$$

Количественный состав сухих газов при сжигании твердого и жидкого топлива (кг/кг топлива)

$$G_{CO_2} = 0,0367 C^p, \quad G_{SO_2} = 0,02 S^p,$$

$$G_{N_2} = 0,768 \alpha L_0 + 0,01 N^p, \quad G_{O_2} = 0,232(\alpha - 1)L_0,$$

где C^p , S^p , N^p – содержание отдельных элементов в топливе, мас.%.
 Состав сухих газов при сжигании газообразного топлива (кг/кг топлива)

$$G_{CO_2} = \frac{CO_2}{100} + \frac{1,57}{100} CO + \sum \frac{44}{12m+n} \frac{C_m H_n}{100},$$

$$G_{N_2} = 0,768 \alpha L_0 + 0,01 N_2^p,$$

$$G_{O_2} = 0,232(\alpha - 1)L_0,$$

где CO , CO_2 , $C_m H_n$ и N_2^p – содержание элементов в газообразном топливе, мас.%.
 Зная состав сухих газов, в случае необходимости точного определения значения теплоемкости газовой смеси $c_{с.г}$ [кДж/(кг·К)] пользуются формулой

$$c_{с.г} = \frac{c_{CO_2} G_{CO_2} + c_{SO_2} G_{SO_2} + c_{N_2} G_{N_2} + c_{O_2} G_{O_2}}{G_{с.г}}. \quad (1.43)$$

При больших коэффициентах избытка воздуха ($\alpha > 5$) теплоемкость топочных газов можно принимать равной теплоемкости воздуха, так как они незначительно отличаются.

Пример. Выполнить расчет процесса горения древесной щепы влажностью $W^p = 40\%$ с элементарным химическим составом, приведенным ниже (%).

Расчет. Переводной коэффициент для пересчета топлива нулевой влажностью (абсолютно сухая древесина) на влажность 40%

$$K = \frac{100 - W_0^p}{100 - W_{40}^p} = \frac{100 - 0}{100 - 40} = 1,667.$$

Высшая теплота сгорания древесного топлива

$$Q_B^p = 339,4 C^p + 1257 H^p - 109 O^p = 339,4 \cdot 29,52 + 1257 \cdot 3,66 - 109 \cdot 25,2 = 11872,9 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

W^p	0	40
A^p	2	1,2
C^p	49,2	29,52
H^p	6,1	3,66
N^p	0,7	0,42
O^p	42	25,2
Σ	100	100

Здесь C^P , H^P , O^P – величины элементарного состава топлива, %.

Низшая теплота сгорания древесного топлива

$$Q_H^P = Q_B^P - 25,1(9H^P + W^P) = 11872,9 - 25,1(9 \cdot 3,66 + 40) = 10042,1 \text{ кДж/кг.}$$

Для древесного топлива высшую теплоту сгорания можно определить по приближенной формуле

$$Q_B^P = 198(100 - W^P) = 198(100 - 40) = 11880 \text{ кДж/кг.}$$

Полученное значение близко по величине к рассчитанному выше.

Теоретическое количество абсолютно сухого воздуха, необходимое для сжигания 1 кг древесного топлива:

$$L_0 = 0,115C^P + 0,345H^P - 0,043(O^P - S^P) =$$

$$0,115 \cdot 29,52 + 0,345 \cdot 3,66 - 0,043 \cdot 25,2 = 3,57 \text{ кг сухого воздуха/кг топлива.}$$

Для среднегодовых условий $t_0 = 5^\circ\text{C}$ и $\varphi = 83\%$ влагосодержание атмосферного воздуха $x_0 = 0,0046$ кг/кг. Энтальпия атмосферного воздуха, поступающего в топку:

$$I_0 = (1,01 + 1,97x_0)t_0 + 2493x_0 = (1,01 + 1,97 \cdot 0,0046) \cdot 5 + 2493 \cdot 0,0046 = 16,6 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K).}$$

Теплоемкость сухих газов $c_{с.г}$ принимаем равной теплоемкости воздуха при температуре газов $t_r = 800^\circ\text{C}$: $c_{с.г} = 1,16$ кДж/(кг·K).

Энтальпия пара при температуре газов $t_r = 800^\circ\text{C}$

$$I_{п} = 2493 + 1,97t_r = 2493 + 1,97 \cdot 800 = 4069,0 \text{ кДж/кг.}$$

Количество сухих топочных газов, полученных при сжигании 1 кг древесного топлива:

$$G_{с.г} = 1 + \alpha L_0 - \frac{A^P + 9H^P + W^P}{100} =$$

$$1 + 3,57\alpha - \frac{1,2 + 9 \cdot 3,66 + 40}{100} = 0,259 + 3,57\alpha \text{ кг/кг топлива.}$$

Состав сухих газов для твердого топлива (древесной щепы)

$$G_{CO_2} = 0,0367C^P = 0,0367 \cdot 29,52 = 1,08 \text{ кг/кг топлива,}$$

$$G_{N_2} = 0,768\alpha L_0 + 0,01N^P = 0,768 \cdot 2 \cdot 3,57 + 0,01 \cdot 0,42 = 5,49 \text{ кг/кг топлива,}$$

$$G_{O_2} = 0,232(\alpha - 1)L_0 = 0,232(2 - 1) \cdot 3,57 = 0,83 \text{ кг/кг топлива.}$$

При расчете теплоемкостей газов, входящих в состав продуктов сгорания, коэффициент избытка воздуха α приближенно принят равным 2.

Теплоемкость газов при $t_r = 800^\circ\text{C}$: $c_{CO_2} = 1,085$ кДж/(кг·K); $c_{N_2} = 1,088$ кДж/(кг·K); $c_{O_2} = 1,016$ кДж/(кг·K). Тогда теплоемкость сухих топочных газов

$$c_{c,r} = \frac{G_{CO_2} c_{CO_2} + G_{N_2} c_{N_2} + G_{O_2} c_{O_2}}{G_{c,r}} =$$

$$\frac{1,08 \cdot 1,085 + 5,49 \cdot 1,088 + 0,83 \cdot 1,016}{7,4} = 1,08 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Температуру топлива t_T принимаем равной температуре атмосферного воздуха: $t_T = t_0 = 5^\circ\text{C}$. Теплоемкость древесного топлива находим по формуле

$$c_T = 4,19 \frac{38 + u}{100 + u} = 4,19 \left[0,38 \left(1 - \frac{W^P}{100} \right) + \frac{W^P}{100} \right] =$$

$$4,19 \left[0,38 \left(1 - \frac{40}{100} \right) + \frac{40}{100} \right] = 2,63 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Коэффициент избытка воздуха в топке определим в зависимости от заданной температуры газов $t_T = 800^\circ\text{C}$:

$$\alpha = \frac{Q_b^P \eta_T + c_T t_T - \left(1 - \frac{9H^P + W^P + A^P}{100} \right) c_{c,r} t_T - \frac{9H^P + W^P}{100} I_{II}}{L_0 (c_{c,r} t_T + I_{II} x_0 - I_0)} =$$

$$\frac{11872,9 \cdot 0,8 + 2,63 \cdot 5 - \left(1 - \frac{9 \cdot 3,66 + 40 + 1,2}{100} \right) \cdot 1,08 \cdot 800 - \frac{9 \cdot 3,66 + 40}{100} \cdot 4069}{3,57(1,08 \cdot 800 + 4069 \cdot 0,0046 - 16,6)} = 2,04.$$

Поскольку рассчитанное значение коэффициента избытка воздуха ($\alpha = 2,04$) незначительно отличается от принятого ($\alpha = 2,0$) при расчете теплоемкостей сухих топочных газов, то расчет продолжаем. Тогда количество сухих топочных газов, полученных при сжигании 1 кг древесного топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,04$:

$$G_{c,r} = 0,259 + 3,57\alpha = 0,259 + 3,57 \cdot 2,04 = 7,54 \text{ кг/кг топлива.}$$

Масса водяных паров, образующихся при сжигании древесного топлива:

$$G_{II} = \frac{9H^P + W^P}{100} + \alpha L_0 x_0 = \frac{9 \cdot 3,66 + 40}{100} + 2,04 \cdot 3,57 \cdot 0,0046 = 0,763 \text{ кг/кг топлива.}$$

Влагосодержание топочных газов (продуктов сгорания)

$$x_{T,r} = \frac{G_{II}}{G_{c,r}} = \frac{0,763}{7,54} = 0,101 \text{ кг/кг сухих газов.}$$

По приближенной формуле

$$x_{T,r} = \frac{\frac{9210 + 75,7W^P}{100 - W^P} + \alpha x_0}{0,072 + \alpha} = \frac{9210 + 75,7 \cdot 40}{100 - 40} + 2,04 \cdot 0,0046}{0,072 + 2,04} = 96,58 \text{ г/кг сухих газов.}$$

Энтальпия топочных газов

$$I_{т.г} = \frac{Q_B^p \eta_T + c_T t_T + \alpha L_0 I_0}{G_{с.г}} = \frac{11872,9 \cdot 0,8 + 2,63 \cdot 5 + 2,04 \cdot 3,57 \cdot 16,6}{7,54} = 1277,5 \text{ кДж/кг сухих газов.}$$

1.2. Основные свойства влажных материалов

Для правильного выбора способа сушки или тепловой обработки, типа аппарата и режимных параметров процесса важное значение имеют свойства материала: структурно-механические и сорбционные, теплофизические и массообменные характеристики, взрыво- и пожароопасность, агрессивность и токсичность.

1.2.1. Влажность материала

Отношение массы влаги, содержащейся в материале, к общей его массе, выраженное в процентах, называется *влажностью материала* W (*относительной влажностью*):

$$W = \frac{m_{\text{вл}}}{m_{\text{с}} + m_{\text{вл}}} \cdot 100 \%, \quad (1.44)$$

где $m_{\text{вл}}$, $m_{\text{с}}$ – масса влаги в материале и абсолютно сухого материала, кг

Отношение массы влаги, содержащейся в материале, к массе абсолютно сухого материала, выраженное в процентах, называется *влажностью материала* u (*абсолютной влажностью*):

$$u = \frac{m_{\text{вл}}}{m_{\text{с}}} \cdot 100 \%. \quad (1.45)$$

Влажность и влагосодержание материала, выраженные в процентах, связаны соотношениями

$$W = \frac{100u}{100 + u}, \quad u = \frac{100W}{100 - W}. \quad (1.46)$$

Если влажность W выражена в кг влаги/кг влажного материала, влагосодержание u – в кг влаги/кг сухого материала, то соотношения (1.46) имеют вид

$$W = \frac{u}{1 + u}, \quad u = \frac{W}{1 - W}. \quad (1.47)$$

В теории сушки обычно используется влагосодержание материала, рассчитываемое по отношению к массе абсолютно сухого материала, которая остается постоянной в процессе, что создает удобство в расчетах. Влажность

материала обычно используют при составлении материального и теплового балансов.

Концентрация сухих веществ в растворе или суспензии $x_{\text{сух}}$ (кг сухого вещества/кг раствора) связана с влажностью соотношением

$$W = 1 - x_{\text{сух}} . \quad (1.48)$$

1.2.2. Сорбционные свойства материалов и гигротермическое равновесное состояние

При взаимодействии влажного материала с окружающим воздухом (средой) с течением времени они стремятся к состоянию гигротермического (термодинамического) равновесия. В случае $p_{\text{м}} > p_{\text{п}}$, т. е. когда парциальное давление пара у поверхности материала $p_{\text{м}}$ больше парциального давления пара в воздухе (среде) $p_{\text{п}}$, будет происходить процесс испарения влаги (десорбция или сушка). В случае $p_{\text{м}} < p_{\text{п}}$ материал будет увлажняться вследствие поглощения водяного пара из воздуха, т. е. процесса сорбции (увлажнения). Сушка и увлажнение – более общие понятия, которые включают в себе как часть процессы десорбции и сорбции.

В состоянии равновесия материала с окружающим воздухом их температуры равны, а парциальное давление пара у поверхности материала $p_{\text{м}}$ равно парциальному давлению пара в воздухе $p_{\text{п}}$. Влажность материала в состоянии равновесия называют равновесной влажностью. Она зависит от температуры, влажности окружающего воздуха и способа достижения равновесного состояния путем сорбции или десорбции влаги.

Относительная влажность воздуха ϕ равна отношению парциального давления пара в воздухе $p_{\text{п}}$ к давлению насыщенного пара $p_{\text{н}}$ при данной температуре, так как $p_{\text{п}} = p_{\text{м}}$, следовательно, относительная влажность воздуха равна отношению давления пара над материалом к давлению насыщенного пара $\phi = p_{\text{м}} / p_{\text{н}}$. Изменяя влажность воздуха при постоянной температуре, можно получить зависимость равновесной влажности (влагосодержания) материала от относительной влажности воздуха, которую называют *изотермой сорбции* при поглощении влаги материалом и *изотермой десорбции* при испарении влаги (рис. 1.1).

Изотермы равновесия можно получить широко известным тензометрическим (статическим) методом. Образец исследуемого материала определенной влажности помещают в стаканчик, находящийся в эксикаторе с раствором серной кислоты заданной концентрации или с насыщенным раствором некоторых солей. Каждому значению концентрации серной кислоты H_2SO_4 соответствует определенная влажность воздуха. Образец материала периодически взвешивают до достижения постоянной его массы, свидетельствующей о состоянии равновесия. Определяют влажность образца материала, которая и является равновесной. Аналогичным образом, определяя равновесную влажность материала при различных концентрациях серной кислоты, т. е. при раз-



Рис. 1.1. Схема классификации состояния материала в процессе сушки

личной влажности воздуха, получают изотерму сорбции или десорбции. Опыты проводят в изотермических условиях при определенной температуре материала, равной температуре окружающего воздуха.

Для нахождения равновесной влажности применяют также динамический метод, заключающийся в пронизывании образца материала потоком воздуха определенной влажности. Это ускоряет достижение состояния равновесия по сравнению со статическим методом. Более высокой точностью характеризуется вакуум-сорбционный метод с использованием весов Мак-Бэна.

Равновесная влажность материала, достигаемая при $\phi = 1$, называется *максимальной гигроскопической влажностью*.

Изотермы сорбции и десорбции не совпадают между собой. Несовпадение изотерм сорбции и десорбции называют *сорбционным гистерезисом*. В области гистерезиса равновесное влагосодержание по изотерме сорбции меньше, чем по изотерме десорбции. Существуют различные гипотезы объяснения явления гистерезиса. Одна из них заключается в длительности достижения полного гигротермического равновесия, и поэтому наблюдаемое в опытах равновесие не является истинным. Полагают, что для капиллярно-пористых тел гистерезис вызывается наличием в них воздуха, который попадает в капилляры и адсорбируется на их стенках. Анализ наблюдений исследователей дает основание предположить, что гистерезис зависит от структуры материала. Пирс и Смит установили, что на «гладкой» поверхности, не имеющей капиллярной структуры, гистерезис не обнаруживается.

Исходя из анализа и обобщения опытных данных, на изотермах сорбции (десорбции) выделяют характерные участки, соответствующие определенным формам связи влаги с материалом.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. ОСНОВНЫЕ СВОЙСТВА ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ И ВЛАЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ	6
1.1. Свойства теплоносителей	6
1.1.1. Водяной пар	6
1.1.2. Влажный воздух	7
1.1.3. Продукты сгорания топлива	12
1.2. Основные свойства влажных материалов	18
1.2.1. Влажность материала	18
1.2.2. Сорбционные свойства материалов и гигротермическое равновесное состояние	19
1.2.3. Форма и энергия связи влаги с материалом	26
1.2.4. Теплофизические характеристики влажных материалов	30
1.2.5. Структурные и дисперсные характеристики материалов	33
Глава 2. ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОС В ПРОЦЕССАХ СУШКИ И ТЕРМООБРАБОТКИ	40
2.1. Внешний тепло- и массообмен в процессе сушки	40
2.2. Кинетика сушки	48
2.3. Тепломассоперенос во влажных материалах	54
2.4. Числа подобия тепло- и массопереноса	66
2.5. Анализ массообменных задач сушки	68
Глава 3. ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК	70
3.1. Материальный баланс сушилки	70
3.2. Тепловой баланс сушилки	71
3.3. Аналитический метод расчета процесса сушки	74
3.4. Аналитический метод расчета процесса сушки с рециркуляцией теплоносителя	75
3.5. Расчет процесса сушки графоаналитическим методом с применением $I-x$ диаграммы	78
Глава 4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА КОНВЕКТИВНЫХ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК ..	85
4.1. Ленточные установки	85
4.2. Барабанные установки	100
4.3. Установки с кипящим слоем	109
4.4. Установки с виброкипящим слоем	127
4.5. Установки с фонтанирующим слоем	134
4.6. Аэрофонтанные установки	145
4.7. Распылительные установки	150
4.8. Трубные пневматические установки	173
4.9. Вихревые дисковые камеры	187
4.10. Спиральные установки	198
4.11. Циклонные установки	207

Глава 5. МЕТОДЫ РАСЧЕТА УСТАНОВОК С ВОЗДЕЙСТВИЕМ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОЛЕЙ	209
5.1. Установки с инфракрасным излучением	209
5.2. Сушка и термообработка в электромагнитном поле высокой и сверхвысокой частоты.	217
5.3. Вакуумные сублимационные установки	222
Глава 6. МЕТОДЫ РАСЧЕТА КОНДУКТИВНОЙ СУШКИ МАТЕРИАЛОВ	239
6.1. Вальцовые сушильные установки для жидких материалов.	240
6.2. Сушка тонких ленточных материалов	243
Глава 7. РАСЧЕТ ЗЕРНОСУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК	255
7.1. Шахтная прямоточная зерносушилка	261
7.2. Шахтная рециркуляционная зерносушилка	262
7.3. Шахтная рециркуляционная двухконтурная зерносушилка	265
7.4. Рециркуляционная зерносушилка	267
7.5. Расчет основных узлов зерносушилок	268
Глава 8. РАСЧЕТ ЛЕСОСУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК	280
8.1. Продолжительность сушки пиломатериалов в камерах периодического действия при низкотемпературном процессе	285
8.2. Режимы сушки	288
8.3. Методика расчета конвективных камер периодического действия	295
Глава 9. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ТЕПЛООБМЕННЫХ АППАРАТОВ	320
9.1. Расчет рекуперативных теплообменников	320
9.2. Показатели эффективности теплообменников	326
Глава 10. МЕТОДЫ РАСЧЕТА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ	330
10.1. Расчет распыливающих устройств	330
10.1.1. Центробежные распыливающие механизмы	330
10.1.2. Пневматические форсунки	334
10.1.3. Механические центробежные форсунки	339
10.2. Подбор калориферов	344
10.3. Подбор вентиляторов	349
10.4. Расчет толщины теплоизоляции	351
10.5. Перемешивание жидкостей	354
10.6. Расчет пылеулавливающего оборудования	362
10.6.1. Циклоны	362
10.6.2. Вихревые пылеуловители	368
10.6.3. Фильтровальные аппараты	369
10.6.3. Аппараты мокрой газоочистки	374
Глава 11. ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СУШИЛЬНЫХ И ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТАНОВОК	377
11.1. Методика эксергетического расчета сушильных установок	377
11.2. Эксергетический расчет теплообменников	384

Глава 12. МЕТОДЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ И ИНТЕНСИФИКАЦИИ ТЕПЛОМАССОБМЕНА	392
12.1. Методы экономии энергии и интенсификации процесса сушки	392
12.2. Интенсификация тепломассообменных процессов на основе пульсирующих потоков	396
12.2.1. Некоторые аспекты применения камер пульсационного горения	396
12.2.2. Нестационарные волновые течения газозвеси и их влияние на тепломас- сообмен	404
12.3. Регенерация и утилизация теплоты	411
Приложения	420
Литература	436