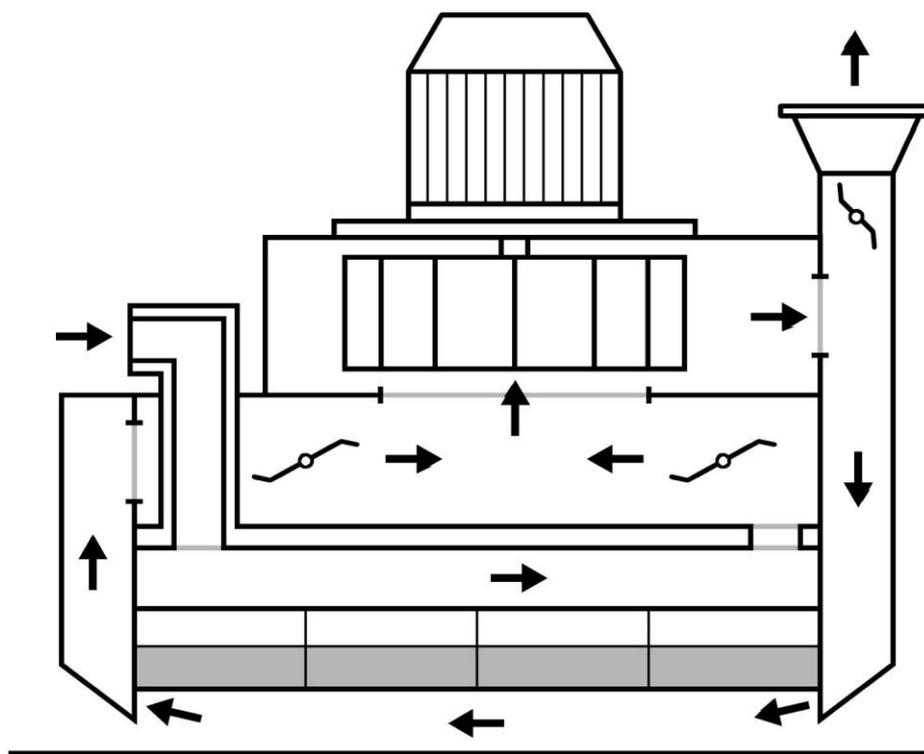


**В.Ю. Лакомкин, С.Н. Смородин, Е.Н. Громова**

**ТЕПЛОМАССООБМЕННОЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ  
(СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ)**

**Учебное пособие**



**Санкт-Петербург  
2016**

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ**

**«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ  
ПРОМЫШЛЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ И ДИЗАЙНА»**

---

**ВЫСШАЯ ШКОЛА ТЕХНОЛОГИИ И ЭНЕРГЕТИКИ**

**В.Ю.Лакомкин, С.Н.Сморodin, Е.Н.Громова**

**ТЕПЛОМАССОБМЕННОЕ  
ОБОРУДОВАНИЕ ПРЕДПРИЯТИЙ  
(СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ)**

**Учебное пособие**

**Санкт-Петербург  
2016**

УДК 676.056.5(075)  
ББК 35.77я7  
Л 195

**Лакомкин В.Ю., Смородин С.Н., Громова Е.Н.**

Тепломассообменное оборудование предприятий (Сушильные установки): учебное пособие / ВШТЭ СПбГУПТД. СПб., 2016. -142 с.: ил. 68.

В учебном пособии приведены параметры влажного воздуха и термодинамические процессы изменения его состояния; основные закономерности тепловлагопереноса, тепломассообмена и кинетики сушки влажных материалов; конструктивные и режимные характеристики наиболее распространенных сушильных установок, а также методики их расчета; изложены основные принципы конструирования, проектирования и эксплуатации тепломассообменного оборудования предприятий.

Учебное пособие предназначено для студентов энергетических и технологических вузов, обучающихся по направлениям 13.03.01 и 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника».

Рецензенты: д-р техн. наук, профессор кафедры теплотехники и теплосиловых установок Санкт-Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I И.Г. Киселев, канд. техн. наук В.И. Крылов;  
канд. техн. наук, директор института энергетики и автоматизации ВШТЭ Т.Ю. Короткова.

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом ВШТЭ СПбГУПТД в качестве учебного пособия.

---

Редактор и корректор Н.П.Новикова  
Техн. редактор Л.Я.Титова  
Темплан 2016 г., поз.30

---

Подп. к печати 04.04.16. Формат 60x84/16. Бумага тип. №1.  
Печать офсетная. Печ.л. 9,0. Уч.-изд. л. 9,0.  
Тираж 100 экз. Изд. № 30. Цена "С". Заказ

---

Ризограф Высшей школы технологии и энергетики СПбГУПТД,  
198095, СПб., ул. Ивана Черных, 4.

© Высшая школа технологии и энергетики  
СПбГУПТД, 2016  
© Лакомкин В.Ю., Смородин С.Н.,  
Громова Е.Н., 2016

## ВВЕДЕНИЕ

Сушильные установки являются неотъемлемой частью технологической схемы производства любого материала. Для сушки материалов применяются самые разнообразные установки, различающиеся по виду теплообмена, свойствам сушильного агента, конструкциям аппаратов и режиму работы.

Теория сушки базируется на термодинамике влажного воздуха, тепломассообмене, тепломассопереносе, а также на учении о связи влаги с коллоидными капиллярно-пористыми телами. Основные закономерности кинетики сушки влажных почв и грунтов были установлены профессором П. С. Коссовичем (1904 г.). Профессор В. Е. Грум-Гржимайло в 1900-1911 гг. создал теорию движения газов в печах и сушильных установках. Профессор Л. К. Рамзин построил (1918 г.) I-d диаграмму влажного воздуха, которая служит основой для расчётов сушильных установок. Большое значение в области сушки влажных материалов имеют работы российских ученых П. А. Ребиндера, П. Д. Лебедева, А. В. Лыкова, В. В. Красникова, П. А. Жучкова и А. П. Бельского [1].

В настоящем учебном пособии изложены основные принципы конструктивного и поверочного расчетов тепломассообменных (сушильных) установок, рассмотрены процессы, протекающие при сушке влажных материалов, схемы и конструкции тепломассообменных аппаратов, приведены термодинамические свойства влажного воздуха.

Последнее издание подобного учебника относится к 2006 г. За прошедшие 10 лет был накоплен определенный опыт по расчету и проектированию тепломассообменных установок. В это же время произошла революция в сфере информационных технологий, а следовательно, и в сфере обучения. Использование фото, видео и звука позволяет сейчас применять новый способ подачи материала. В связи с этим некоторые разделы учебного пособия подверглись существенным изменениям и дополнениям.

Настоящее пособие предназначено для использования в учебном процессе по трем направлениям: для самостоятельного обучения, иллюстрации лекций и проведения практических занятий.

# ГЛАВА 1. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА

## 1.1. Классификация сушильных установок

Сушкой называется термический процесс удаления влаги из материала, сопровождающийся испарением влаги и изменением его физико-механических свойств. Сушка наиболее дорогостоящий процесс обезвоживания влажных материалов в сравнении с процессами прессования или центрифугирования в связи с затратами энергии на изменение фазового состояния влаги.

Основным назначением сушки влажных материалов является придание им определённых структурно-механических и термических свойств (например, кирпичу, древесине, изоляционным и другим материалам) и увеличение теплоты сгорания ископаемых и вторичных топлив (например, торфа, корьевых отходов, биологического ила).

Сушка применяется также с целью консервации и хранения пищевых продуктов (например, сухарей, макарон и других продуктов).

Процессы сушки включают в себя теплообмен с окружающей средой при испарении влаги, перенос теплоты и массы вещества внутри материала, усадочные процессы. Сушка является не только теплофизическим, но и технологическим процессом, при котором происходят сложные необратимые физико-химические, коллоидно-физические и биохимические изменения материала.

Основным признаком классификации сушильных установок является способ подвода теплоты к поверхности высушиваемого материала.

Конвективные сушильные установки имеют наибольшее распространение в связи с простотой их конструкции, доступностью сушильного агента, широкими регулировочными способностями и ассортиментом высушиваемых материалов, высоким коэффициентом полезного действия. В этих установках теплота передаётся конвективным способом за счёт непосредственного соприкосновения сушильного агента с материалом.

Контактные (кондуктивные) сушильные установки применяются, главным образом, для сушки ленточных волокнистых материалов (ткани, бумага, картон, целлюлоза), а также пастообразных материалов (дрожжи). В таких установках теплота передаётся за счёт непосредственного контакта нагретой металлической поверхности с влажным материалом без

дополнительных затрат на передачу энергии от источника к материалу. Они являются высокопроизводительными эффективными установками.

Радиационные сушильные установки основаны на принципе передачи теплоты от высоконагретой поверхности влажному материалу с помощью электромагнитных волн. Они применяются, главным образом, для сушки тонких покрытий, например, лакокрасочных покрытий деталей, покровных и клеевых слоёв бумаги и др.

Комбинированные сушильные установки включают в себя различные способы подвода теплоты к материалу: радиационно-конвективные, контактно-конвективные и др. Они являются наиболее прогрессивными в связи с высокой интенсивностью испарения влаги, получением необходимых качественных показателей материала и минимальными затратами тепловой энергии на сушку.

Сушильные установки различаются также по виду применяемых теплоносителей, которыми могут быть воздух, разбавленные продукты сгорания, пар (перегретый или насыщенный), перегретая вода, высокотемпературные теплоносители.

По давлению, под которым находится материал, сушильные установки разделяются на атмосферные, вакуумные, камеры под избыточным давлением.

По относительному движению сушильного агента и материала сушильные установки классифицируются на прямоточные, противоточные, с перекрестным током, сопловым обдувом.

По принципу циркуляции сушильного агента используются сушильные установки с естественной и принудительной циркуляцией.

По конструктивным признакам - камерные, туннельные, ленточные, барабанные, трубчатые сушильные установки.

## **1.2. Свойства (параметры) влажного воздуха**

Независимо от способа подвода теплоты к высушиваемому материалу, удаление влаги осуществляется с помощью влагопоглощающих газов. В большинстве случаев используется нагретый воздух или разбавленные воздухом продукты сгорания топлива.

Сухой воздух состоит из кислорода ( $V = 21 \%$ ), азота ( $V = 78 \%$ ) и незначительного количества других газов.

Влажный воздух рассматривают как бинарную смесь, состоящую из сухого воздуха и водяного пара. В соответствии

с законом Дальтона (рис. 1.1) давление воздуха  $p_б$  складывается из парциальных давлений сухого воздуха  $p_в$  и водяного пара  $p_п$

$$p_б = p_в + p_п, \text{ Па} .$$

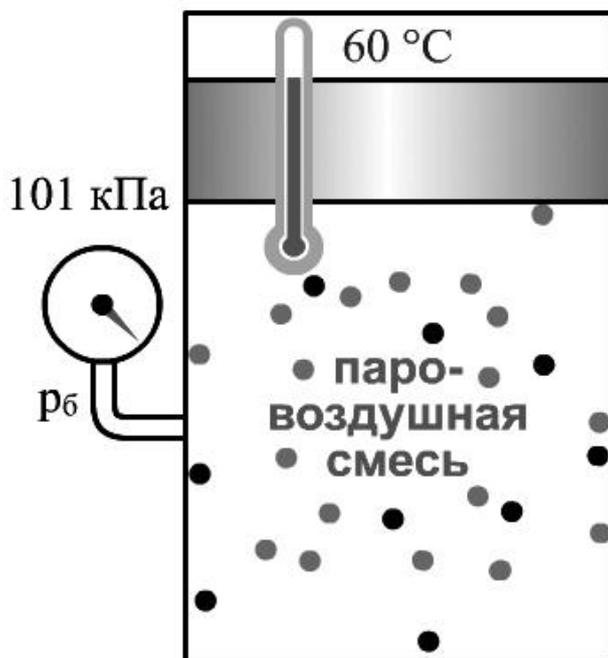


Рис. 1.1. Иллюстрация к закону Дальтона

Парциальным давлением называется давление, которое имел бы газ, входящий в состав газовой смеси, если бы он один занимал объем, равный объему смеси при той же температуре.

Водяной пар в воздухе может быть перегретым или насыщенным. Например, в аудитории в воздухе пар находится в перегретом состоянии, а на улице во время дождя – в насыщенном состоянии.

Смесь, состоящая из сухого воздуха и перегретого пара, называется ненасыщенным влажным воздухом. Такой воздух способен к дальнейшему увлажнению и представляет наибольший интерес в смысле технического использования. Смесь, состоящая из сухого воздуха и насыщенного водяного пара, называется насыщенным влажным воздухом.

Абсолютная влажность воздуха - это масса водяного пара  $m_п$ , содержащаяся в  $1 \text{ м}^3$  влажного воздуха. Она равна плотности водяного пара  $\rho_п$  при соответствующем парциальном давлении и температуре

$$\rho_п = m_п / V, \text{ кг/м}^3 .$$

Влагосодержание воздуха  $d$  - это отношение массы пара, содержащегося во влажном воздухе, к массе сухого воздуха  $m_B$ . Влагосодержание также равно отношению плотности водяного пара к плотности сухого воздуха и выражается в граммах влаги на килограмм сухого воздуха

$$d = m_{\text{п}} / m_B = \rho_{\text{п}} / \rho_B, \text{ г/кг} .$$

Относительная влажность воздуха  $\phi$  - это отношение массы водяного пара, содержащегося в  $1 \text{ м}^3$  влажного воздуха, к максимальной массе пара  $m_{\text{нп}}$ , которая может содержаться в  $1 \text{ м}^3$  влажного воздуха при полном его насыщении при той же температуре. Относительная влажность также равна отношению плотности пара к плотности насыщенного пара и выражается в долях или процентах

$$\phi = 100 \cdot (m_{\text{п}} / m_{\text{нп}}) = 100 \cdot (\rho_{\text{п}} / \rho_{\text{нп}}) .$$

Под энтальпией, являющейся тепловой функцией системы, понимается количество теплоты, подведенной к системе при постоянном давлении и нагреве в пределах от 0 до  $t$  °С.

Энтальпия водяного пара определяется как суммарное количество теплоты, затраченной на нагрев жидкости -  $i_{\text{ж}}$ , ее испарение -  $r$  и перегрев пара при постоянном давлении  $c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{пп}} - t_{\text{нп}})$

$$i_{\text{п}} = i_{\text{ж}} + r + c_{\text{п}} \cdot (t_{\text{пп}} - t_{\text{нп}}), \text{ кДж/кг пара} .$$

Энтальпия водяного пара может быть вычислена по приближенному уравнению Рамзина

$$i_{\text{п}} = i_0 + c_{\text{п}} \cdot t_{\text{п}} = 2500 + 2 \cdot t_{\text{п}}, \text{ кДж/кг пара} ,$$

где  $i_0$  - удельная энтальпия сухого насыщенного пара при 0 °С и нормальном давлении ( $i_0 \approx 2500$  кДж/кг пара);  $c_{\text{п}} \approx 2$  кДж/(кг · К) - удельная теплоемкость пара;  $t_{\text{п}}$  - температура пара (или температура перегрева пара от 0 °С до  $t_{\text{п}}$ ).

Энтальпия влажного воздуха определяется как энтальпия газовой смеси, состоящей из 1 кг сухого воздуха и  $d$  кг водяного пара

$$I_{\text{вв}} = c_B \cdot t_B + (i_0 + c_{\text{п}} \cdot t_{\text{п}}) \cdot d / 1000 =$$

$$= 1 \cdot t_B + (2500 + 2 \cdot t_B) \cdot d / 1000, \text{ кДж /кг возд.} ,$$

где  $c_B$  - теплоемкость воздуха ( $c_B \approx 1$  в диапазоне температур от 0 до 500 °С);  $t_B, t_{\text{п}}$  - температуры сухого воздуха и пара (поскольку пар находится в смеси с воздухом, то  $t_{\text{п}} = t_B$ ); 1000 - коэффициент перевода граммов в килограммы.

Температура - это физическая величина, характеризующая степень нагретости тела. Для газов температура пропорциональна средней кинетической энергии движения молекул.

Параметры влажного воздуха характеризуются тремя температурами: температурой по сухому термометру, температурой по смоченному термометру и температурой точки росы.

Температура смоченного термометра  $t_M$  - это температура, которую приобретает воздух при увлажнении (в процессе испарения влаги) в адиабатических условиях до состояния полного насыщения. Температура ненасыщенного влажного воздуха по сухому термометру всегда больше температуры по смоченному термометру. В случае насыщенного влажного воздуха температура по сухому термометру равна температуре по смоченному термометру. Разность температур по сухому и смоченному термометрам  $\Theta = t_c - t_M$  называется психрометрической разностью или теплообменным потенциалом воздуха, определяющим интенсивность испарения влаги на поверхности материала.

Для измерения температур по сухому и смоченному термометрам служит психрометр (рис. 1.2), который состоит из двух одинаковых термометров, один из них измеряет температуру воздуха по сухому термометру, другой - по смоченному термометру.

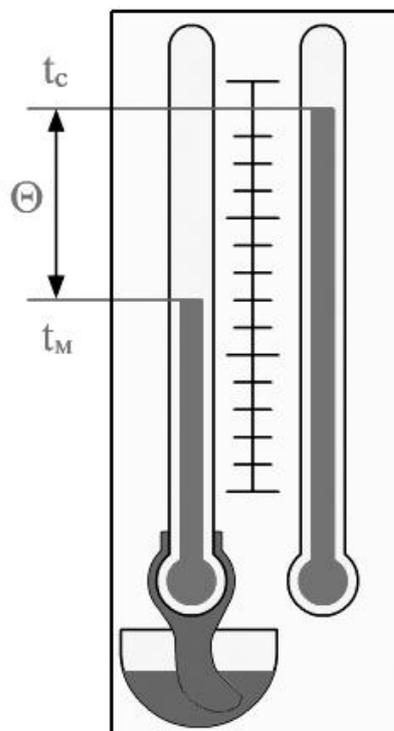


Рис. 1.2. Психрометр

Ртутный шарик этого термометра обёрнут марлей или батистом, который непрерывно смачивается водой. При этом часть теплоты, подводимой к термометру от воздуха, затрачивается на испарение влаги, поэтому он показывает более низкую температуру.

Температура точки росы - это температура, до которой нужно охладить воздух при постоянном влагосодержании, чтобы он стал насыщенным. При этом количество водяного пара в состоянии насыщения в 1 м<sup>3</sup> объёма воздуха будет максимально возможным содержанием его в этом объёме при данной температуре.

### 1.3. Связь между параметрами влажного воздуха

Сухой воздух состоит из кислорода, азота, углекислого газа и незначительного количества других газов (табл. 1.1). В воздухе могут содержаться также и другие вещества, характерные для данного региона.

Таблица 1.1  
Состав сухой части атмосферного воздуха

Составные компоненты сухого воздуха	Обозначение	Содержание, %	
		по массе	по объёму
Азот	N <sub>2</sub>	75,55	78,13
Кислород	O <sub>2</sub>	23,10	20,90
Аргон, неон и другие инертные газы	Ar, Ne	1,30	0,94
Углекислый газ	CO <sub>2</sub>	0,05	0,03

С достаточной для технических расчётов точностью можно считать, что влажный воздух является смесью идеальных газов. Применяя уравнение Менделеева-Клапейрона (1.1) к абсолютно сухому воздуху и пару, содержащимся в данном объёме V при одинаковой температуре T, получим

$$\rho_{\hat{a}} = \frac{m_{\hat{a}}}{V} \frac{R_{\hat{a}}}{\mu_{\hat{a}}} \cdot T \quad (1.1)$$

и

$$\rho_i = \frac{m_i}{V} \frac{R_i}{\mu_i} \cdot T, \quad (1.2)$$

где  $m_{\text{п}}$ ,  $m_{\text{в}}$  - молекулярная масса пара (18 кг/кмоль) и воздуха (28,9 кг/кмоль);  $R_{\text{п}} = R/m_{\text{п}}$  и  $R_{\text{в}} = R/m_{\text{в}}$  - газовые постоянные для пара

и воздуха;  $R$  - универсальная газовая постоянная (8314 Дж/кмоль · К) - равна работе, совершаемой одним молем идеального газа при изобарном нагревании на один градус.

Разделив уравнение (1.2) на уравнение (1.1), находим соотношение между влагосодержанием и парциальным давлением пара в воздухе

$$d = \frac{m_{\text{п}}}{m_{\text{в}}} = \frac{\mu_{\text{п}} p_{\text{п}}}{\mu_{\text{в}} p_{\text{в}}} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{в}}} = 0,622 \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{б}} - p_{\text{п}}}, \text{ (кг/кг)}$$

или

$$d = 622 \cdot \frac{p_{\text{п}}}{p_{\text{а}} - p_{\text{п}}}, \text{ (г/кг)}, \quad (1.3)$$

где  $p_{\text{б}}$  - барометрическое давление воздуха;  $p_{\text{п}}$  - парциальное давление пара.

Уравнение Менделеева-Клапейрона для сухого насыщенного пара имеет вид:

$$p_{\text{п}} = \frac{m_{\text{п}}}{V} \frac{R}{\mu_{\text{п}}} \cdot T = p_{\text{п}} \frac{R_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}}} \cdot T. \quad (1.4)$$

Разделив уравнение (1.2) на (1.4) с учетом равенства температур пара в ненасыщенном и насыщенном воздухе, находим (с точностью до 2 %)

$$\varphi = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{нп}} = p_{\text{п}} / p_{\text{нп}}. \quad (1.5)$$

Уравнение (1.5) показывает, что отношение абсолютных влажностей в ненасыщенном и насыщенном воздухе равно отношению парциальных давлений пара и, следовательно, равно относительной влажности воздуха. С учетом (1.5) уравнение (1.3) можно записать

$$d = 622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{\text{п}}}{p_{\text{а}} - \varphi \cdot p_{\text{п}}}.$$

Плотность сухого воздуха с учетом влияния температуры и парциального давления можно рассчитать по формуле

$$\rho_{\text{а}} = \rho_{\text{а}}^0 \cdot \frac{273}{T} \cdot \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}}} = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + t_{\text{а}}} \cdot \frac{p_{\text{а}}}{p_{\text{а}}},$$

где  $\rho_{\text{в}}^0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$  - плотность сухого воздуха при нормальных условиях. Плотность влажного воздуха с учетом выражения для влагосодержания  $d = \rho_{\text{п}} / \rho_{\text{в}}$  - будет

$$\rho_{\hat{a}\hat{a}} = \rho_{\hat{a}} \cdot (1 + d) = 1,293 \cdot \frac{273}{273 + t_{\hat{a}}} \cdot \frac{p_{\hat{a}}}{p_{\hat{a}}} \cdot (1 + d).$$

Плотности воздуха и пара можно выразить через уравнение Менделеева-Клапейрона. Тогда плотность влажного воздуха

$$\rho_{\hat{a}\hat{a}} = \rho_{\hat{a}} + \rho_{\hat{i}} = \frac{p_{\hat{a}}}{R_{\hat{a}} \cdot T} + \frac{p_{\hat{i}}}{R_{\hat{i}} \cdot T}. \quad (1.6)$$

Прибавив и вычтя из правой части уравнения (1.6) величину  $p_{\hat{i}}/(R_{\hat{v}} \cdot T)$  и сгруппировав члены, получим

$$\begin{aligned} \rho_{\hat{a}\hat{a}} &= \frac{p_{\hat{a}}}{R_{\hat{a}} \cdot T} + \frac{p_{\hat{i}}}{R_{\hat{i}} \cdot T} + \frac{p_{\hat{i}}}{R_{\hat{a}} \cdot T} - \frac{p_{\hat{i}}}{R_{\hat{a}} \cdot T} = \frac{p_{\hat{i}} + p_{\hat{a}}}{R_{\hat{a}} \cdot T} - \frac{p_{\hat{i}}}{T} \cdot \left( \frac{1}{R_{\hat{a}}} - \frac{1}{R_{\hat{i}}} \right) = \\ &= \frac{p_{\hat{a}}}{R_{\hat{a}} \cdot T} - \frac{\varphi \cdot p_{\hat{i}}}{T} \cdot \left( \frac{1}{R_{\hat{a}}} - \frac{1}{R_{\hat{i}}} \right). \end{aligned} \quad (1.7)$$

Так как первый член в правой части уравнения (1.7) представляет собой плотность абсолютно сухого воздуха, то плотность влажного воздуха всегда будет меньше плотности сухого воздуха при той же температуре на величину второго члена. Объясняется это тем, что молекулярная масса водяных паров меньше средней молекулярной массы сухого воздуха. Следовательно, влажный воздух всегда легче сухого.

При расчётах расхода теплоты часто используют физическую величину - удельную теплоёмкость влажного воздуха, которая для смеси сухого воздуха и пара

$$c_{\text{вв}} = c_{\text{в}} + c_{\text{п}} \cdot d / 1000,$$

где  $c_{\text{в}} = 1$  кДж/(кг·К) - массовая удельная теплоёмкость сухого воздуха;  $c_{\text{п}} = 2$  кДж/(кг·К) - массовая удельная теплоёмкость пара;  $d$  - влагосодержание воздуха.

Средняя величина кинематической вязкости влажного воздуха определяется из уравнения смешения сухой части воздуха и пара

$$\bar{v}_{\hat{a}\hat{a}} (m_{\text{в}} + m_{\text{п}}) = v_{\text{в}} m_{\text{в}} + v_{\text{п}} m_{\text{п}}, \quad (1.8)$$

где  $\bar{v}_{\hat{a}\hat{a}}$ ,  $v_{\text{в}}$ ,  $v_{\text{п}}$  - кинематические вязкости соответственно влажного воздуха (средняя), сухого воздуха и водяного пара.

Из уравнения (1.8) следует, что средняя кинематическая вязкость влажного воздуха

$$\bar{v}_{\hat{a}\hat{a}} = \frac{v_{\hat{a}} + d \cdot v_{\hat{i}}}{1 + d}.$$

Аналогичным образом определяется средняя теплопроводность влажного воздуха

$$\bar{\lambda}_{\text{вв}} = \frac{\lambda_{\text{в}} + d \cdot \lambda_{\text{п}}}{1 + d},$$

где  $\lambda_{\text{в}}$ ,  $\lambda_{\text{п}}$  – соответственно, теплопроводности сухого воздуха и пара;  $d$  - влагосодержание влажного воздуха.

#### 1.4. I-d диаграмма влажного воздуха и процессы на ней

Для расчетов и построения процессов изменения состояния воздуха в конвективных сушильных установках применяют I-d диаграмму, предложенную проф. Л. К. Рамзиным в 1918 г. По оси ординат диаграммы откладывают энтальпию влажного воздуха, отнесенную к 1 кг сухого воздуха, а по оси абсцисс – влагосодержание  $d$  в граммах на 1 кг сухого воздуха (рис. 1.3).

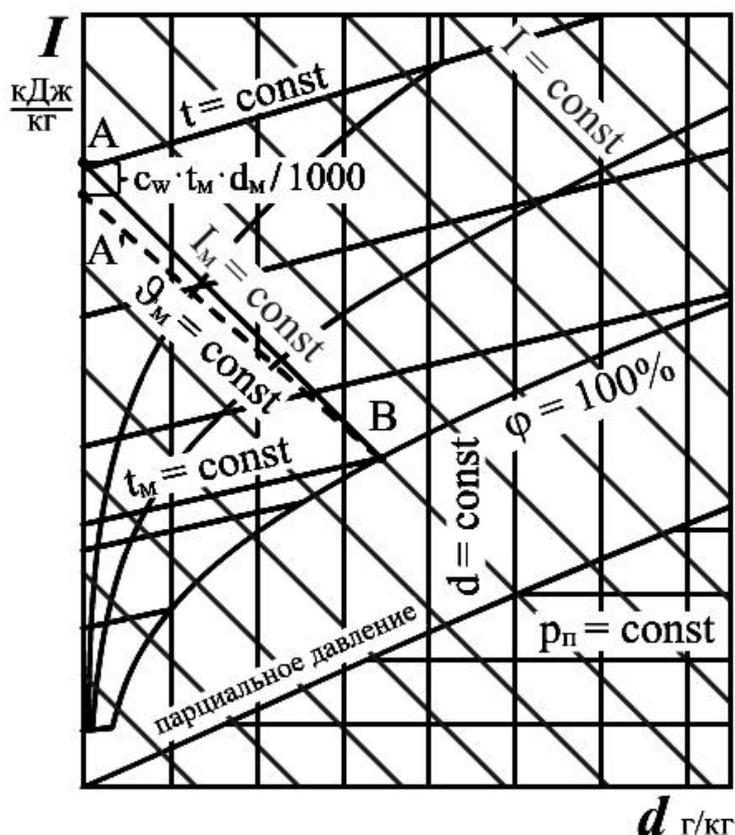


Рис. 1.3. I-d диаграмма влажного воздуха

Угол наклона луча процесса на диаграмме характеризуется термовлажностным отношением (угловым коэффициентом), представляющим отношение приращения энтальпии влажного воздуха к изменению его влагосодержания

$$\varepsilon = \Delta = (I_2 - I_1) \cdot 1000 / (d_2 - d_1).$$

Процесс нагревания воздуха при постоянном влагосодержании изображается вертикальной линией 1 - 1', направленной вверх. Термовлажностное отношение при этом равно  $+\infty$ . Такое нагревание воздуха происходит, как правило, в калориферах или в рекуперативных газоздушных нагревателях.

Процесс охлаждения при постоянном влагосодержании воздуха до температуры выше точки росы соответствует вертикальной линии, направленной вниз. Термовлажностное отношение в этом процессе равно  $-\infty$ . Такое охлаждение может протекать в рекуперативных теплообменных аппаратах, а также в оросительных камерах без конденсации водяных паров, например, при охлаждении паровоздушной смеси в системе теплорекуперации.

Если воздух охлаждается до состояния насыщения (точка 2' на линии  $\varphi = 100\%$ ), водяной пар начнет конденсироваться. В точке 2' воздух имеет температуру точки росы  $t_p$ . Если продолжать охлаждение дальше, то процесс пойдет по линии  $\varphi = 100\%$  до точки 2, (рис. 1.4). При этом влага выпадает в виде росы.

Адиабатическое испарение влаги происходит при постоянной энтальпии воздуха  $I = \text{const}$  и уменьшении его температуры. Такой процесс соответствует теоретическим условиям, когда температура испаряющейся влаги равна  $0^\circ\text{C}$  и отсутствуют потери теплоты в окружающую среду. Термовлажностное отношение при адиабатическом испарении влаги равно нулю.

Постоянство энтальпии влажного воздуха при адиабатическом испарении влаги объясняется одновременным снижением энтальпии сухой части воздуха, и в равной мере, увеличением теплосодержания паровой фазы за счёт повышения влагосодержания.

Одновременное нагревание и увлажнение воздуха протекает, например, в камерах контактно-конвективных сушильных установок, в которых воздух увлажняется в результате испарения влаги из бумажного полотна, а его нагревание происходит от сушильных цилиндров. Угловым коэффициентом в этом процессе имеет положительное значение.



### 1.5. Схема теоретической сушильной установки с разомкнутым циклом

На рис. 1.5а показана схема сушильной установки с разомкнутым циклом, в которой свежий воздух с параметрами  $t_A$ ,  $d_A$ ,  $I_A$  забирается из окружающей среды, нагревается в калорифере до температуры  $t_B$ , а затем поступает в сушильную камеру, где происходит его адиабатическое охлаждение и увлажнение за счёт испарения влаги из материала. Отработанный воздух с параметрами  $t_C$ ,  $d_C$  выбрасывается в атмосферу. Такие установки являются малоэкономичными в связи с тем, что отработанный воздух, имеющий высокую энтальпию, выбрасывается в окружающую среду, а весь поток свежего воздуха необходимо нагревать в калорифере до температуры  $t_B$ . Однако имеются материалы, содержащие вредные или взрывчатые вещества, которые аккумулируются в воздухе, и его многократное использование не допускается. В таких случаях применяются схемы сушильных установок с разомкнутым циклом.

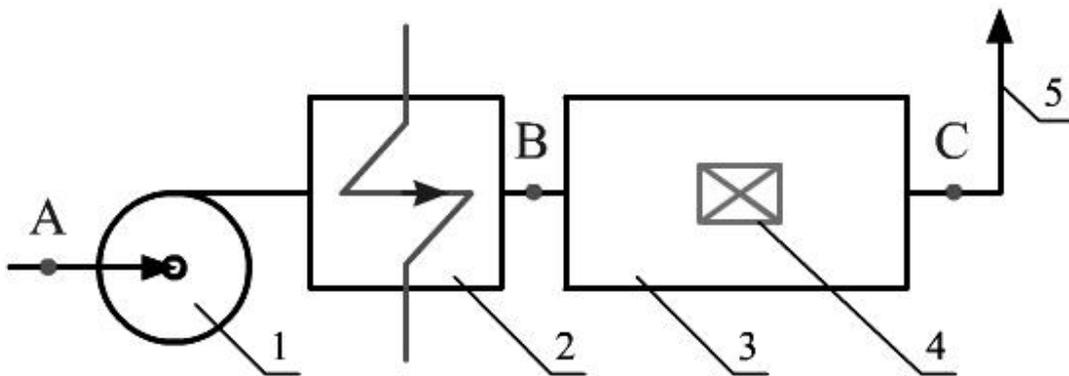


Рис. 1.5а. Схема теоретической сушильной установки с разомкнутым циклом:

1 - вентилятор; 2 - калорифер; 3 - сушильная камера;  
4 - высушиваемый материал; 5 - выброс отработанного воздуха

На рис 1.5б приведены теоретические процессы изменения состояния воздуха в сушильной установке с разомкнутым циклом.

Процесс АВ соответствует нагреванию воздуха в калорифере от  $t_A$  до  $t_B$ . Адиабатический процесс испарения влаги протекает при постоянном значении энтальпии влажного воздуха  $I_B = I_C = \text{const}$ .

В теоретических расчётах процессов сушки с помощью I-d диаграммы можно определить удельные расходы воздуха и теплоты, отнесённые к 1 кг испаряемой влаги. Удельный расход воздуха, необходимый для ассимиляции 1 кг испарившейся влаги

$$l = 1000/(d_C - d_A) , \text{ кг возд./кг влаги } ,$$

где  $d_A, d_C$  - влагосодержание воздуха на входе в установку и на выходе из неё.

Экономичность сушильной установки с разомкнутым циклом определяется положением точки С на диаграмме: чем ближе точка С располагается к линии  $\varphi = 100\%$ , тем экономичнее процесс использования теплоты сушильного агента.

Полный массовый расход воздуха, необходимый для испарения влаги

$$L = W \cdot l , \text{ кг/ч } ,$$

где  $W$  - массовый расход испарившейся влаги.

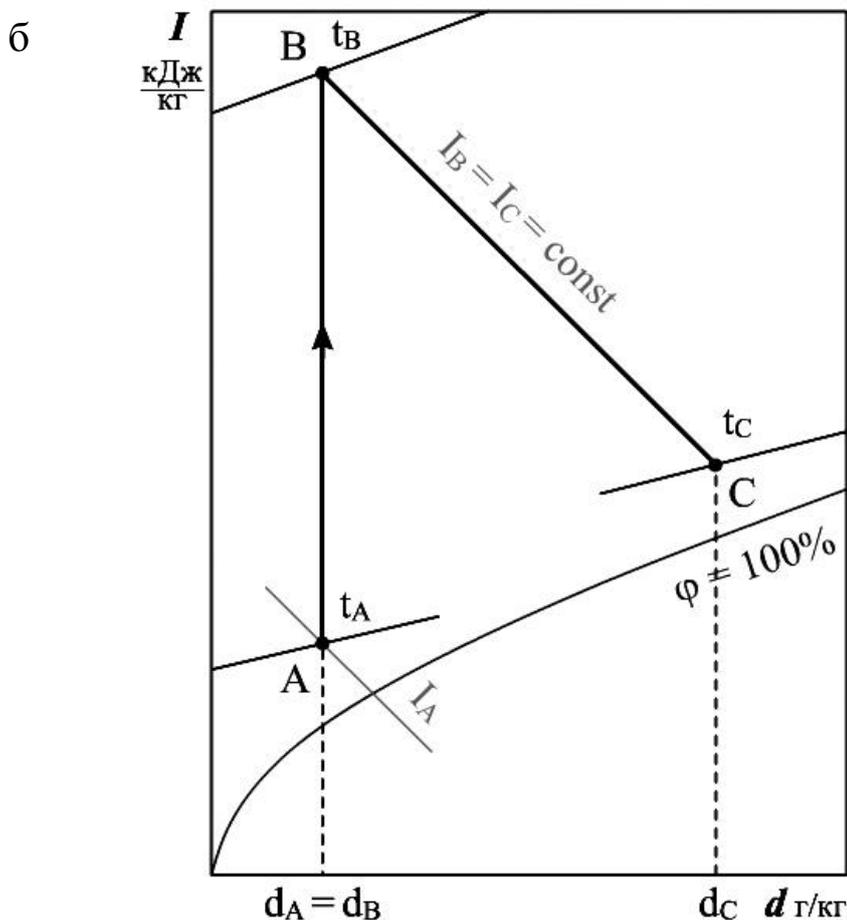


Рис. 1.56. Процессы изменения состояния воздуха в схеме с разомкнутым циклом:

AB - нагревание воздуха в калорифере; BC - адиабатическое увлажнение и охлаждение воздуха при сушке влажного материала

Удельный расход теплоты на испарение влаги (равный удельному количеству теплоты, полученному воздухом в калорифере)

$$q = l \cdot (I_B - I_A), \text{ кДж/кг влаги,}$$

где  $I_A, I_B$  - энтальпии влажного воздуха при входе в установку и при выходе из калорифера.

Полный расход теплоты, необходимый для испарения влаги, содержащейся в материале

$$Q = W \cdot q, \text{ кДж/ч.}$$

### 1.6. Схема теоретической сушильной установки с комбинированным нагревом воздуха

Один из недостатков схемы сушильной установки с разомкнутым циклом заключается в том, что воздух, подаваемый в камеру, необходимо нагреть до высокой температуры, чтобы обеспечить необходимую производительность установки. В схеме сушильной установки (изображённой на рис. 1.6а) нагревание воздуха производится как во внешнем, так и во внутреннем калориферах.

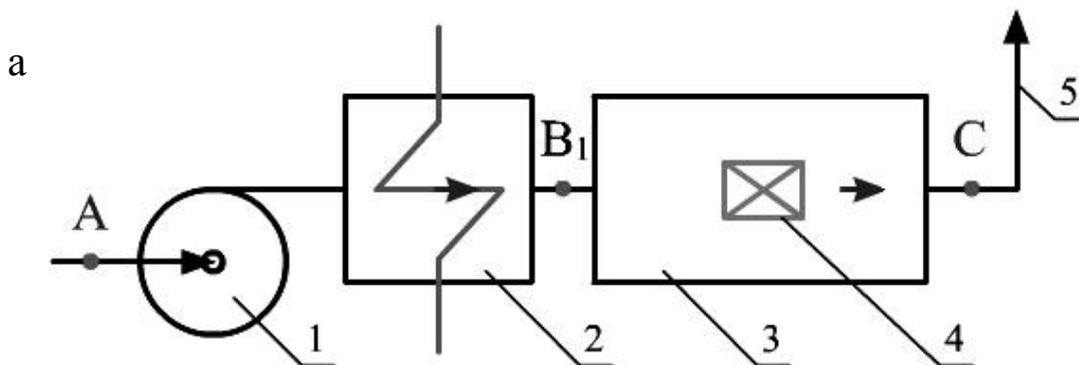


Рис. 1.6а. Схема теоретической сушильной установки с комбинированным нагревом:

- 1 - вентилятор; 2 - внешний калорифер; 3 - сушильная камера;
- 4 - внутренний калорифер; 5 - выброс отработанного воздуха

Если воздух нагревается только во внешнем калорифере, процесс протекает по линии ABC. В комбинированной схеме часть теплоты сообщается воздуху во внешнем калорифере (от  $I_A$  до  $I_{B1}$ ), а оставшая часть - во внутреннем калорифере (от  $I_{B1}$  до  $I_C$ ) (рис. 1.6б).

Удельный расход теплоты для нагревания воздуха при этом равен

$$\text{в наружном калорифере} \quad q_{\text{нар}} = l \cdot (I_{B1} - I_A);$$

$$\text{во внутреннем калорифере} \quad q_{\text{вн}} = l \cdot (I_C - I_{B1}).$$

Суммарный расход теплоты на сушку в комбинированной схеме

$$q_c = q_{нар} + q_{вн} = l \cdot (I_C - I_A) = l \cdot (I_B - I_A) \quad (1.9)$$

Удельный расход воздуха при этом определяется из соотношения

$$l = 1000 / (d_C - d_A), \text{ кг возд. / кг влаги .}$$

Как следует из формулы (1.9), удельный расход теплоты на испарение влаги по схеме с комбинированным нагревом воздуха такой же, как и по схеме установки с разомкнутым циклом. Преимущество данной схемы заключается лишь в том, что подводимая теплота распределяется более равномерно по ходу движения воздуха.

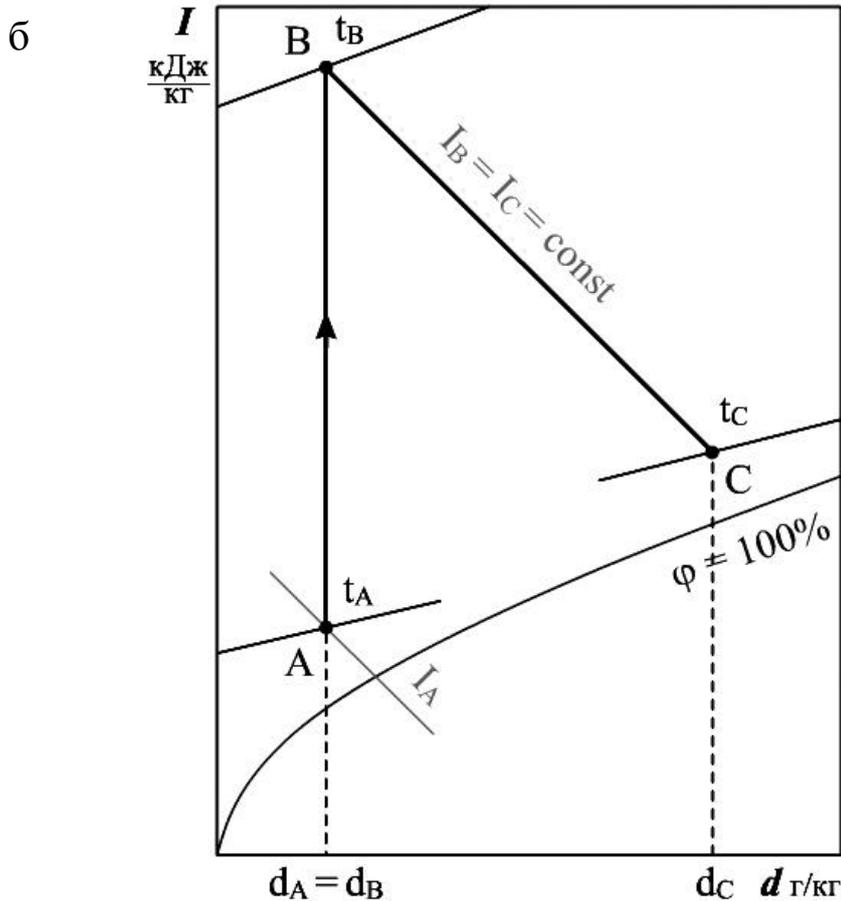


Рис. 1.6б. Процесс изменения состояния воздуха в схеме с комбинированным нагревом:

$AB_1$  - нагревание воздуха в наружном калорифере;  
 $B_1C$  - процесс изменения состояния воздуха при сушке  
влажного материала

### 1.7. Схема теоретической сушильной установки со ступенчатым нагревом воздуха

В схемах сушильных установок со ступенчатым нагревом воздуха поток сушильного агента последовательно проходит калориферы, где он нагревается до определённой температуры, затем соприкасается с влажным материалом, охлаждаясь и увлажняясь при этом (рис. 1.7а). Циклы нагревания и охлаждения воздуха повторяются до тех пор, пока материал не приобретает необходимую конечную влажность.

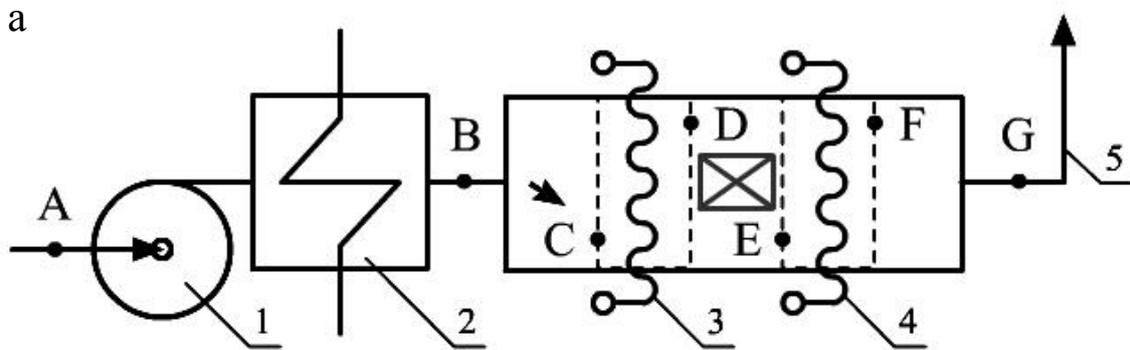


Рис. 1.7а. Схема теоретической сушильной установки со ступенчатым нагревом:

1 - вентилятор; 2 - внешний калорифер (I ступень);  
3 - внутренний калорифер (II ступень); 4 - внутренний калорифер (III ступень); 5 – отработанный воздух

Теоретический процесс сушки изображается на I-d диаграмме ломаной линией ABCDEFG (рис. 1.7б). Удельный расход воздуха, необходимый для ассимиляции образовавшихся в результате сушки водяных паров, определяется по формуле

$$l = \frac{1000}{(d_G - d_F)(d_E - d_C)(d_C - d_A)} = \frac{1000}{(d_G - d_A)}, \text{ кг возд. /кг влаги.}$$

Удельное количество теплоты, необходимое для сушки влажного материала в различных ступенях:

в первой ступени  $q_I = l (I_B - I_A)$ ;

во второй ступени  $q_{II} = l (I_D - I_C)$ ;

в третьей ступени  $q_{III} = l(I_F - I_E)$ .

Так как  $I_B = I_C$ ,  $I_D = I_E$ ,  $I_F = I_G$ , то суммарный удельный расход теплоты равен  $q = q_I + q_{II} + q_{III} = l(I_A - I_G)$ .

Такие схемы применяются при сушке материалов, для которых вредна высокая температура или требуется сушка в определенном температурном диапазоне (от  $t_1$  до  $t_2$ ). Для сравнения в процессе с разомкнутым циклом при тех же удельных расходах теплоты и воздуха (линия АНГ) необходимо нагреть воздух во внешнем калорифере до более высокой температуры  $t_H$ .

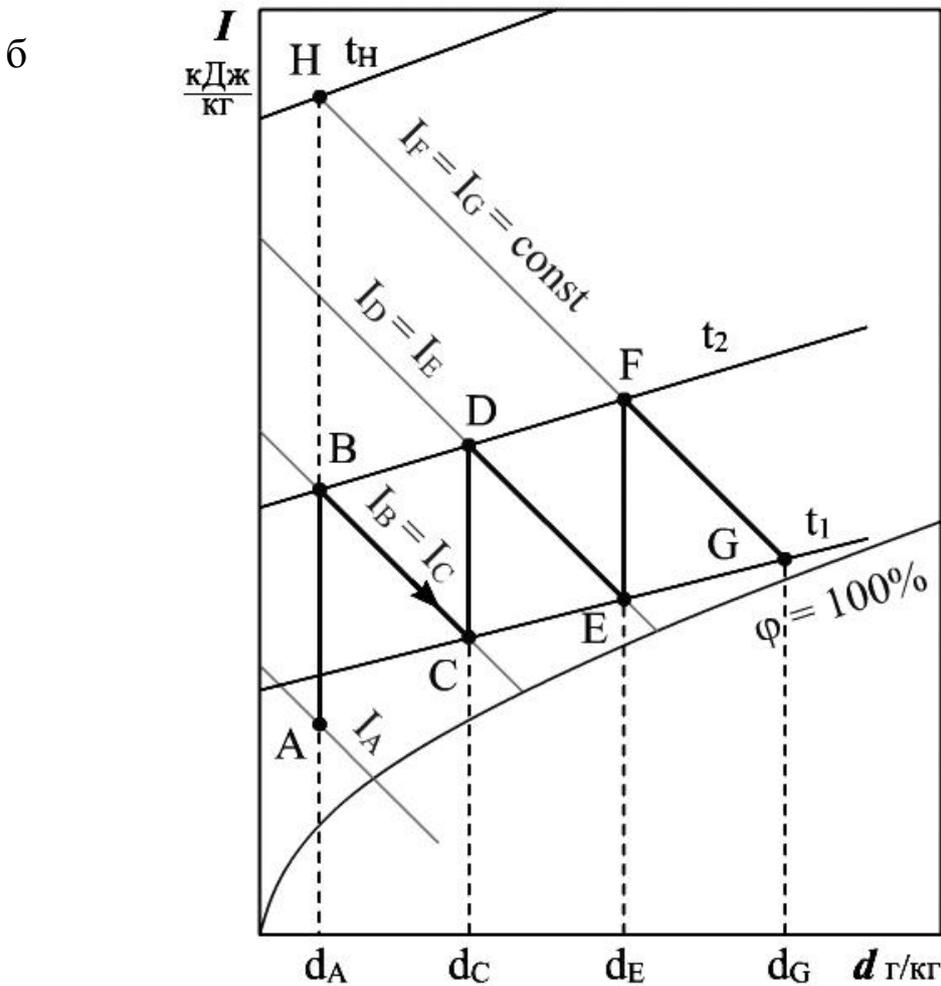


Рис. 1.76. Процесс изменения состояния воздуха в схеме со ступенчатым нагревом:

AB - нагревание воздуха во внешнем калорифере;  
 BC - охлаждение и увлажнение воздуха после первой ступени;  
 CD - нагревание воздуха во внутреннем калорифере второй ступени;  
 DE - охлаждение и увлажнение воздуха после второй ступени;  
 EF - нагревание воздуха во внутреннем калорифере

третьей ступени; FG - охлаждение и увлажнение воздуха после третьей ступени

### 1.8. Схема теоретической сушильной установки с рециркуляцией воздуха

Наибольшее распространение в конвективных сушильных установках получили тепловые схемы с рециркуляцией воздуха, в которых часть отработанной паровоздушной смеси возвращается в сушильную камеру, в результате чего достигается значительная экономия тепловой энергии. Однако при этом снижается интенсивность испарения влаги в сушильной камере в связи с увеличением влажности воздуха и снижением потенциала сушки, увеличивается расход электрической энергии на привод вентилятора из-за повышения расхода циркулирующей паровоздушной смеси.

Рециркуляция сушильного агента применяется для сушки материалов, которые подвержены растрескиванию или короблению (дерево, керамика). В таких схемах возможна тонкая регулировка влажности воздуха в сушильной камере, благодаря чему улучшаются качественные показатели высушиваемого материала.

На рис. 1.8а приведена схема сушильной установки с рециркуляцией. В данной схеме предусмотрена линия возврата части отработанной паровоздушной смеси снова в камеру смешения, остальная паровоздушная смесь выбрасывается в атмосферу.

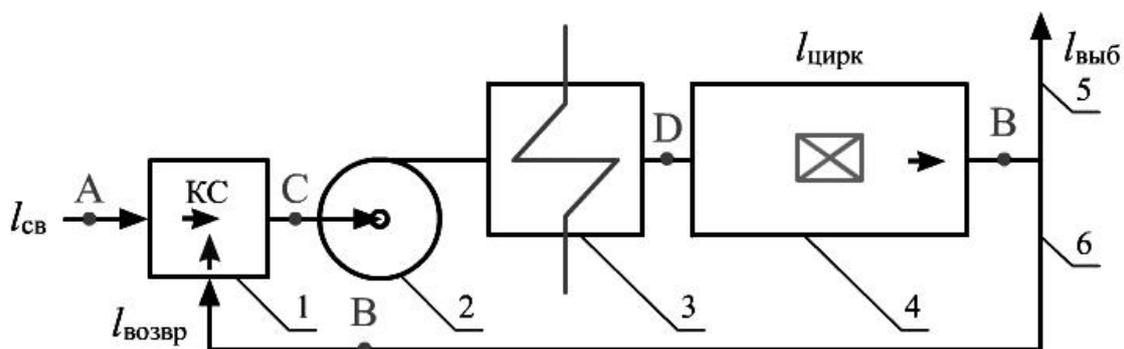


Рис. 1.8а. Схема теоретической сушильной установки с рециркуляцией воздуха:

- 1 - камера смешения;
- 2 - вентилятор;
- 3 - калорифер;
- 4 - сушильная камера;
- 5 - отработанный воздух;
- 6 - линия рециркуляции

Процесс АСВ (рис.1.8б) соответствует смешению двух потоков: свежего воздуха с параметрами в точке А и отработанного воздуха с параметрами в точке В, в результате чего образуется смесь с параметрами в точке С, которая нагревается в калорифере (процесс CD) до температуры  $t_D$ .

На тепловую эффективность конвективных сушильных установок существенное влияние оказывает кратность рециркуляции, равная кратности смешения, которая представляет собой отношение расходов возвращаемого  $l_{\text{возвр}}$  или рециркулирующего  $l_{\text{рец}}$  и свежего воздуха  $l_{\text{св}}$

$$K_p = l_{\text{возвр}} / l_{\text{св}} = (l_{\text{цирк}} - l_{\text{св}}) / l_{\text{св}} = (100-25) / 25 = 3 .$$

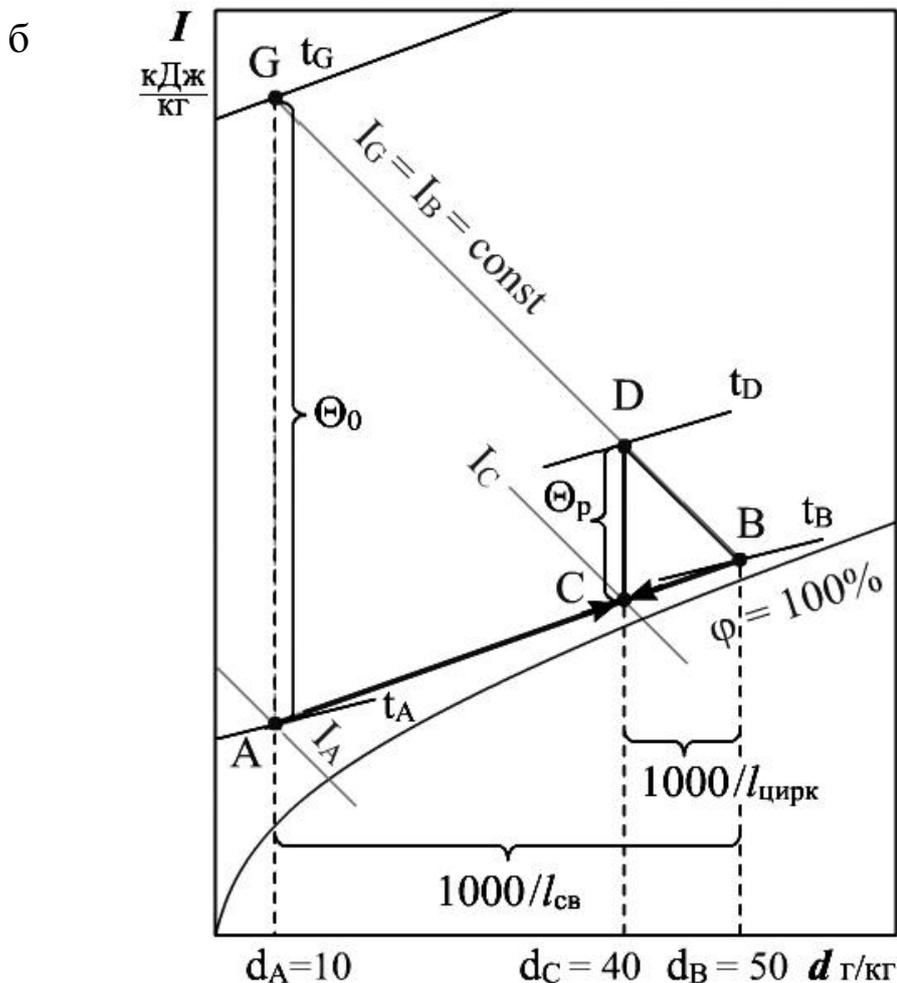


Рис. 1.8б. Процесс изменения состояния воздуха в схеме с рециркуляцией: АСВ - процесс смешения свежего воздуха (точка А) и возвращаемого отработавшего воздуха (точка В); CD - нагрев смеси в калорифере; DB - адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха при сушке материала

Чем выше кратность рециркуляции  $K_p$ , тем больше параметры смеси приближаются к насыщенному состоянию, т.е. к  $\varphi = 100\%$ .

Удельный расход свежего воздуха (или, что - то же самое, отработанного, выбрасываемого в атмосферу) выражается формулой

$$l_{св} = l_{выб} = \frac{1000}{(d_B - d_A)} = 1000/(50 - 10) = 25,$$

так как всю испаренную влагу уносит только отработанный воздух. Здесь  $d_A$  и  $d_B$  - влагосодержание свежего и отработанного воздуха.

Расход воздуха, циркулирующего в сушильной камере, равен сумме возвращаемого и свежего потоков воздуха

$$\begin{aligned} l_{цирк} &= l_{возвр} + l_{св} = l_{св} \cdot (1 + K_p) = 1000 / (d_B - d_C) = \\ &= 1000 / (50 - 40) = 25 \cdot (1 + 3) = 100. \end{aligned}$$

Увеличение расхода воздуха при неизменном поперечном сечении сушильной камеры приводит к увеличению скорости воздуха и интенсивности теплообмена. В соответствии с этим увеличение коэффициента конвективной теплоотдачи в рециркуляционном процессе пропорционально увеличению расхода воздуха в степени  $n$

$$\alpha_p = \alpha_0 (1 + K_p)^n,$$

где  $\alpha_p$  - коэффициент конвективной теплоотдачи в рециркуляционном процессе;  $\alpha_0$  - коэффициент конвективной теплоотдачи в разомкнутом цикле;  $n$  - показатель степени числа  $Re$  в критериальной формуле конвективного теплообмена  $Nu = 0,07 \cdot Re^{0,75}$ .

В конвективных сушильных установках с рециркуляцией воздуха происходит снижение теплообменного потенциала сушки

$$\Theta_0 / \Theta_p = (1 + K_p),$$

где  $\Theta_0 = (t_G - t_A)$ ,  $\Theta_p = (t_D - t_C)$  - соответственно, потенциалы сушки в разомкнутом цикле  $AGB$  и рециркуляционном процессе  $CDB$ .

В соответствии с этим удельный тепловой поток в рециркуляционном процессе

$$q_p = \alpha_p \Theta_p = \alpha_0 (1 + K_p)^n \Theta_p = \frac{\alpha_0 \Theta_0 (1 + K_p)^n}{(1 + K_p)} = \frac{\alpha_0 \Theta_0}{(1 + K_p)^{1-n}}. \quad (1.10)$$

Следовательно, тепловой поток и соответственно скорость сушки в рециркуляционном процессе с увеличением кратности

циркуляции уменьшаются, так как показатель степени  $n$  в уравнении (1.10) всегда меньше единицы.

### 1.9. Уравнение теплового баланса камеры смешения

В сушильных установках часто применяют схемы, в которых происходит смешение свежего воздуха и топочных газов или свежего и отработанного воздуха в схеме с рециркуляцией (рис. 1.9а). Таким образом, рециркуляция - это частный случай процесса смешения. Кратность смешения (численно равную кратности рециркуляции) можно определить графически по I-d диаграмме как отношение длины отрезков AC и CB

$$n = AC/CB = (d_C - d_A)/(d_B - d_C) = l_B / l_A = (40 - 10)/(50 - 40) = 3.$$

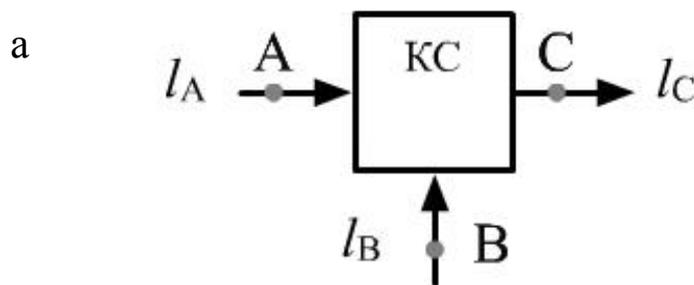


Рис. 1.9а. Схема камеры смешения

О соотношении удельных расходов смешиваемых потоков можно судить, используя принцип весов или "правило рычага": большему отрезку прямой (рычагу) соответствует меньший удельный расход (рис. 1.9б).

Уравнение теплового баланса камеры смешения имеет вид

$$l_A \cdot I_A = l_B \cdot I_B = l_C \cdot I_C = (l_A + l_B) \cdot I_C .$$

Разделив правую и левую части уравнения на величину  $l_A$  и подставив кратность смешения  $n$ , получим

$$I_A + n \cdot I_B = (1 + n) \cdot I_C .$$

Отсюда можно выразить энтальпию и влагосодержание смеси

$$I_C = \frac{I_A + n \cdot I_B}{1 + n}; \quad d_C = \frac{d_A + n \cdot d_B}{1 + n} .$$

6

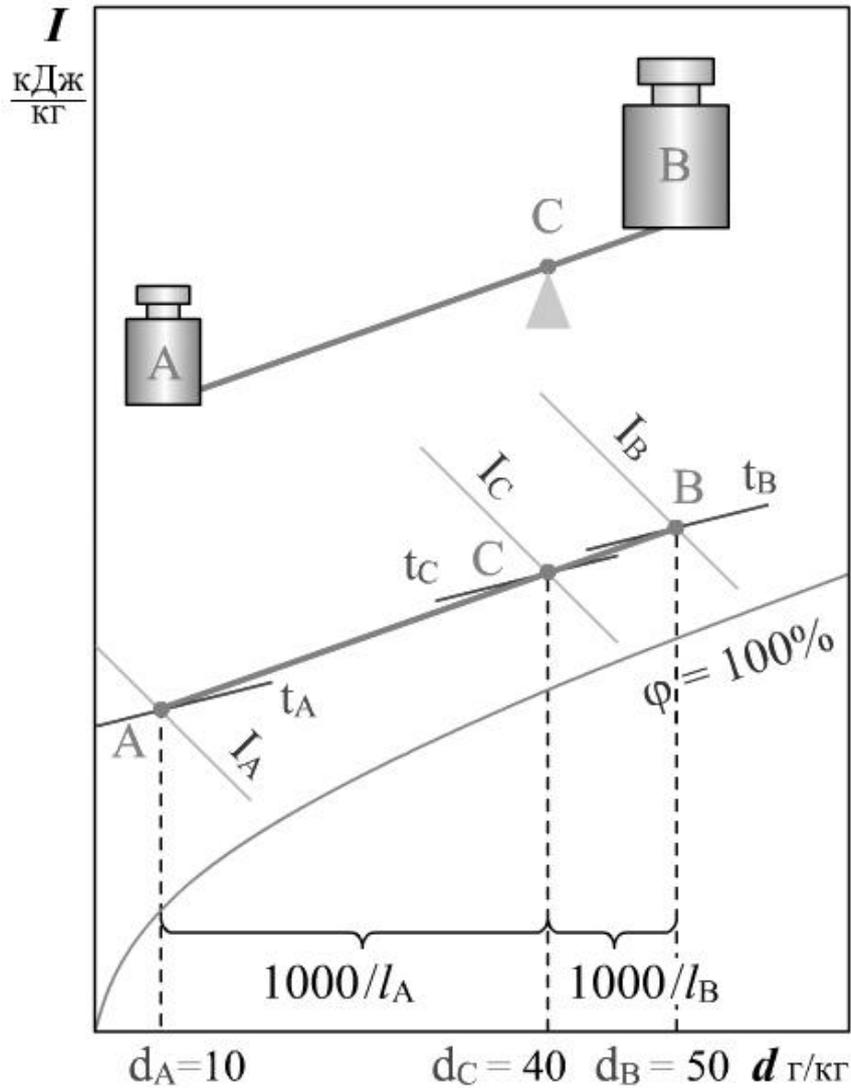


Рис. 1.96. Процесс изменения состояния воздуха в схеме с камерой смешения:

АСВ - процесс смешения воздуха с параметрами точки А и точки В и получение смеси с параметрами точки С

### 1.10. Тепловой баланс действительной сушильной установки

Для снижения затрат теплоты на сушку следует правильно оценивать все факторы, влияющие на тепловой режим процесса. Это можно сделать с помощью уравнения теплового баланса, которое для действительного процесса имеет вид (рис. 1.10а)

$$\begin{aligned}
 Q_k + L \cdot I_0 + Q_{\text{доп}} + W \cdot c_w \cdot \vartheta_1 + G_M \cdot c_M \cdot \vartheta_1 + G_{\text{тр}} \cdot c_{\text{тр}} \cdot t_{\text{тр}1} = \\
 = Q_{\text{окр}} + L \cdot I_2 + G_M \cdot c_M \cdot \vartheta_2 + G_{\text{тр}} \cdot c_{\text{тр}} \cdot t_{\text{тр}2}
 \end{aligned}
 \quad (1.11)$$

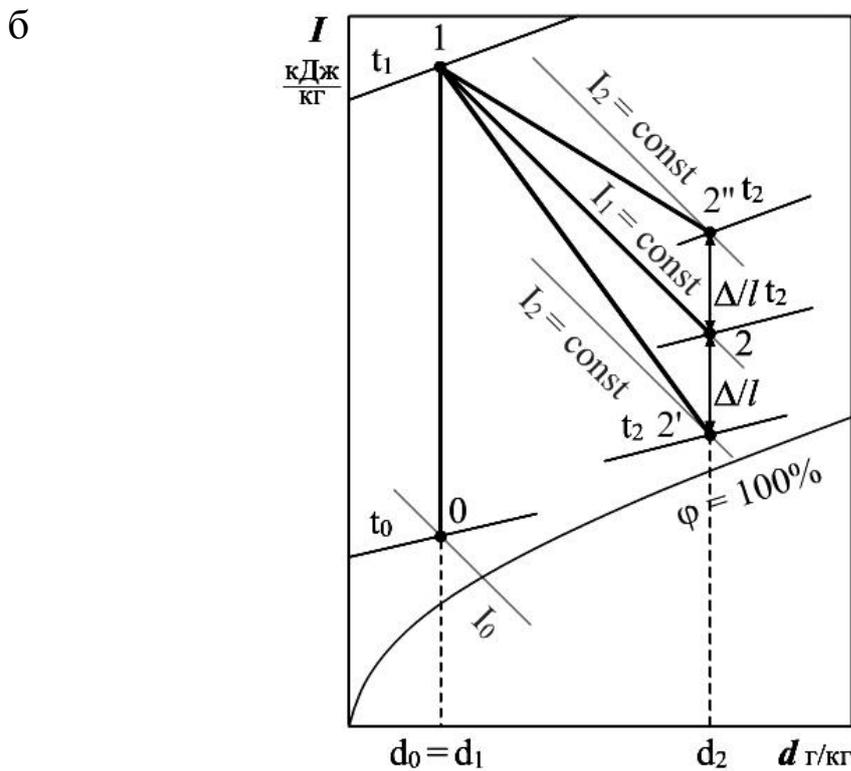
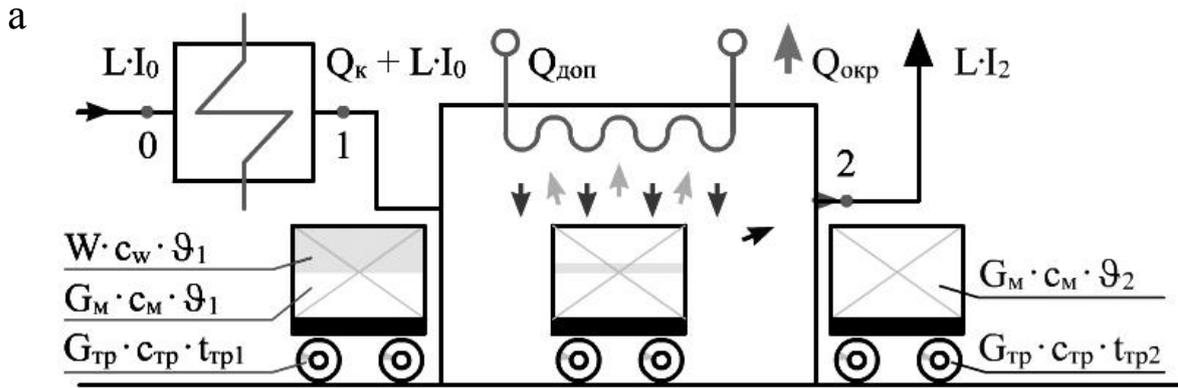


Рис. 1.10. Приходные и расходные статьи теплового баланса действительного процесса сушки (а); процесс на I-d диаграмме (б):

*Приход теплоты:* с воздухом  $L \cdot I_0$ ; с влагой, испаряемой из материала,  $W \cdot c_w \cdot \theta_1$ ; с материалом  $G_M \cdot c_M \cdot \theta_1$ ; с транспортными устройствами  $G_{тр} \cdot c_{тр} \cdot t_{тр1}$ ; в наружном калорифере  $Q_K$ ; от дополнительных нагревателей внутри сушильной камеры  $Q_{доп}$ .

*Расход теплоты:* с уходящим воздухом  $L \cdot I_2$ ; с высушенным материалом  $G_M \cdot c_M \cdot \theta_2$ ; с транспортными устройствами  $G_{тр} \cdot c_{тр} \cdot t_{тр2}$ ; потери в окружающую среду  $Q_{окр}$ .

*Параметры воздуха:* 0 – до калорифера; 1 – после калорифера; 2 – после сушильной камеры при  $\Delta = 0$ ; 2' – при  $\Delta < 0$ ; 2'' – при  $\Delta > 0$

Выразим из уравнения (1.11) количество теплоты, подведенное во внешнем калорифере

$$Q_k = L \cdot (I_2 - I_0) + G_M \cdot c_M \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + G_{тр} \cdot c_{тр} \cdot (t_{тр2} - t_{тр1}) + Q_{окр} - Q_{доп} - W \cdot c_w \cdot \vartheta_1 \quad (1.12)$$

Воздух во внешнем калорифере нагревается от  $I_0$  до  $I_1$ , следовательно теплоту подогрева воздуха можно представить как

$$Q_k = L \cdot (I_1 - I_0) \quad (1.13)$$

Уравнение (1.12) с учетом (1.13) выглядит следующим образом:

$$L \cdot (I_1 - I_0) = L \cdot (I_2 - I_0) + G_M \cdot c_M \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + G_{тр} \cdot c_{тр} \cdot (t_{тр2} - t_{тр1}) + Q_{окр} - Q_{доп} - W \cdot c_w \cdot \vartheta_1 \quad (1.14)$$

Для определения удельного расхода теплоты на 1 кг испаренной влаги разделим правую и левую части равенства (1.14) на  $W$ :

$$l \cdot (I_1 - I_0) = l \cdot (I_2 - I_0) + q_M + q_{тр} + q_{окр} - q_{доп} - c_w \cdot \vartheta_1 \quad (1.15)$$

Сгруппируем тепловые потери  $\Sigma q_{пот} = q_M + q_{тр} + q_{окр}$  и тепlopоступления  $\Sigma q_{тп} = q_{доп} + c_w \cdot \vartheta_1$  в уравнении (1.15)

$$l \cdot (I_1 - I_0) = l \cdot (I_2 - I_0) + \Sigma q_{пот} - \Sigma q_{тп} \quad (1.16)$$

Сократим энтальпию  $I_0$  и подставим  $l = 1000 / (d_2 - d_1)$  в уравнение (1.16), тогда

$$l \cdot (I_2 - I_1) = \Sigma q_{тп} - \Sigma q_{пот} = 1000 \cdot (I_2 - I_1) / (d_2 - d_1) = \Delta \quad (1.17)$$

Величина  $\Delta$  является угловым коэффициентом процесса, а величина  $\Delta / l = (I_2 - I_1)$  - характеризует отклонение действительного процесса сушки от теоретического. В зависимости от знака углового коэффициента существуют три характерных случая:

$$\Delta < 0 \rightarrow I_2 < I_1 \rightarrow \Sigma q_{тп} < \Sigma q_{пот} ;$$

$$\Delta = 0 \rightarrow I_2 = I_1 \rightarrow \Sigma q_{тп} = \Sigma q_{пот} ;$$

$$\Delta > 0 \rightarrow I_2 > I_1 \rightarrow \Sigma q_{тп} > \Sigma q_{пот} .$$

### 1.11. Тепловой баланс теоретической сушильной установки

Теоретической сушильной установкой называется такая установка (рис. 1.11), в которой отсутствуют потери теплоты в окружающую среду на нагревание транспортных средств и высушиваемого материала, отсутствует дополнительно подводимая теплота, в которой температура высушиваемого материала при входе и выходе из сушильной камеры принимается равной  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $\vartheta_2 = \vartheta_1 = 0$ ).

Уравнение теплового баланса теоретической сушильной установки имеет вид

$$L \cdot (I_1 - I_0) = L \cdot (I_2 - I_0) \quad (1.18)$$

или

$$l \cdot (I_1 - I_0) = l \cdot (I_2 - I_0) \quad (1.19)$$

В теоретической сушильной установке поддерживается равенство между теплотой, подводимой со свежим воздухом плюс сообщенной ему в калорифере, и теплотой, выбрасываемой в атмосферу с отработанным воздухом. Выразим энтальпию воздуха в уравнении (1.19) через энтальпию пара

$$q_k = l \cdot (I_2 - I_0) = l \cdot (c_{в2} \cdot t_{в2} + i_{п2} \cdot d_2 / 1000 - c_{во} \cdot t_{во} - i_{по} \cdot d_o / 1000) \quad (1.20)$$

Считая теплоемкость воздуха постоянной  $c_{во} = c_{в2} = c_v$ , преобразуем уравнение (1.20)

$$q_k = l \cdot c_v \cdot (t_{в2} - t_{во}) + l \cdot i_{п2} \cdot d_2 / 1000 - l \cdot i_{по} \cdot d_o / 1000 \quad (1.21)$$

Прибавив и вычтя из правой части уравнения (1.21) комплекс величин  $l \cdot i_{п2} \cdot d_o / 1000$ , получим

$$q_k = l \cdot c_v \cdot (t_{в2} - t_{во}) + l \cdot i_{п2} \cdot d_2 / 1000 - l \cdot i_{по} \cdot d_o / 1000 + \\ + l \cdot i_{п2} \cdot d_o / 1000 - l \cdot i_{п2} \cdot d_o / 1000 \quad (1.22)$$

Сгруппируем величины и проведем преобразования

$$q_k = l \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B0}) + l \cdot i_{П2} \cdot (d_2 - d_0) / 1000 - l \cdot d_0 \cdot (i_{П2} - i_{П0}) / 1000. \quad (1.23)$$

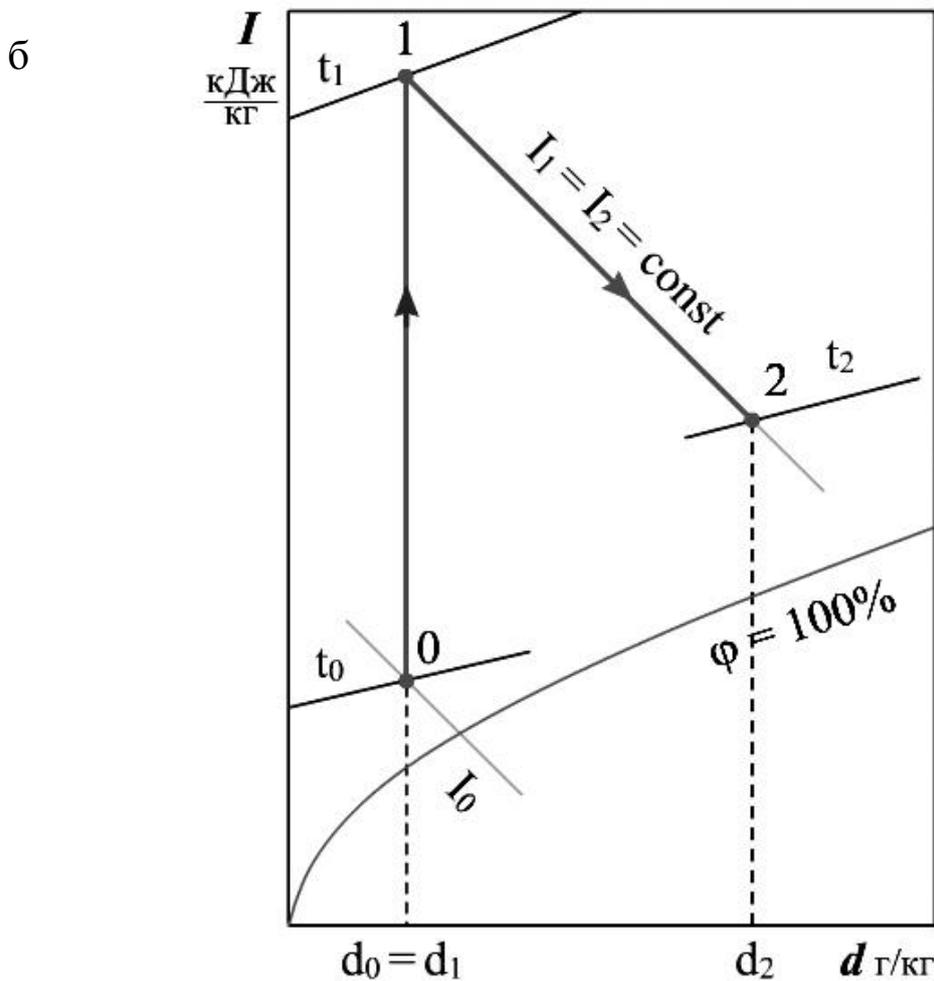
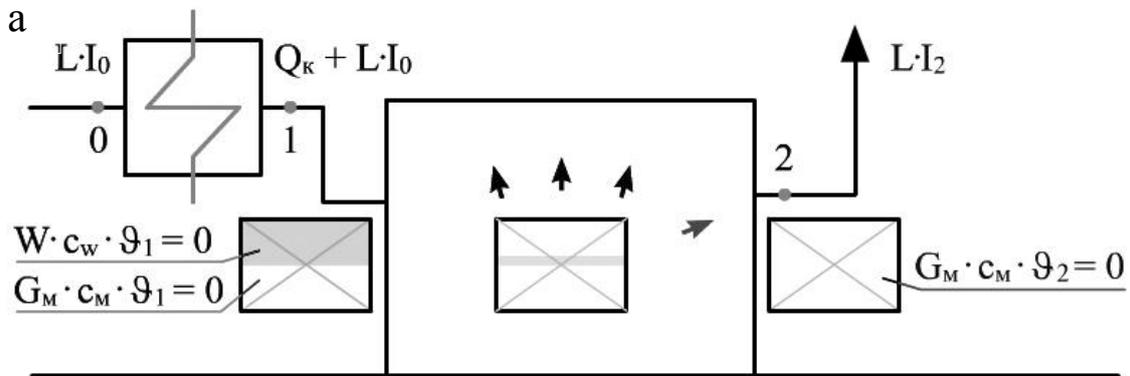


Рис. 1.11. Приходные и расходные статьи теплового баланса теоретического процесса сушки (а); процесс на I-d диаграмме (б).

Приход теплоты: 0 - с воздухом  $L \cdot I_0$ , где  $L$  - расход сухого воздуха,  $I_0$  - энтальпия наружного воздуха; 1 - в наружном калорифере  $Q_k$ .  
Расход теплоты: 2 - с уходящим воздухом  $L \cdot I_2$

С учетом того, что  $l = (d_2 - d_0) / 1000$ , запишем уравнение (1.23) в виде

$$\begin{aligned} q_k &= l \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B0}) + l \cdot d_0 \cdot (i_{П2} - i_{П0}) / 1000 + i_{П2} = \\ &= l \cdot [c_B \cdot (t_{B2} - t_{B0}) + d_0 \cdot (i_{П2} - i_{П0}) / 1000] + i_{П2} . \end{aligned} \quad (1.24)$$

Из уравнения (1.24) следует, что расход теплоты в теоретической сушильной установке состоит из потерь теплоты с уходящим воздухом  $- l \cdot c_B \cdot (t_{B2} - t_{B0})$ ; потерь теплоты с транзитной влагой (паром), содержащейся в сушильном воздухе на входе и выходе из установки  $- d_0 \cdot (i_{П2} - i_{П0})$ ; полезно затраченной теплоты на испарение влаги из материала  $- i_{П2}$ .

## 1.12. Повышение эффективности использования теплоты в сушильных установках

Отработанный в сушильной установке воздух, выбрасываемый в атмосферу, имеет высокую энтальпию, которую можно использовать для нагревания свежего воздуха путём установки газо-газовых рекуперативных теплообменных аппаратов (теплоуловителей) (рис.1.12а). На рис.1.12б показаны процессы изменения состояния воздуха с включением в схему сушильной установки теплоуловителя и без него.

Экономия теплоты в сушильной установке с теплоуловителем достигается за счёт увеличения начальной температуры свежего воздуха от  $t_A$  до  $t_A'$ , следовательно, его нужно меньше нагревать в калорифере

$$\Delta Q = L \cdot \Delta I = L \cdot (I_{C'} - I_C).$$

Экономия топлива в результате установки теплоуловителя рассчитывается по формуле

$$B_T = \Delta Q / (Q_{Г}^i \cdot \eta_{cy}) ,$$

где  $Q_{Г}^i$  - низшая теплота сгорания топлива;  $\eta_{cy}$  - КПД сушильной установки.

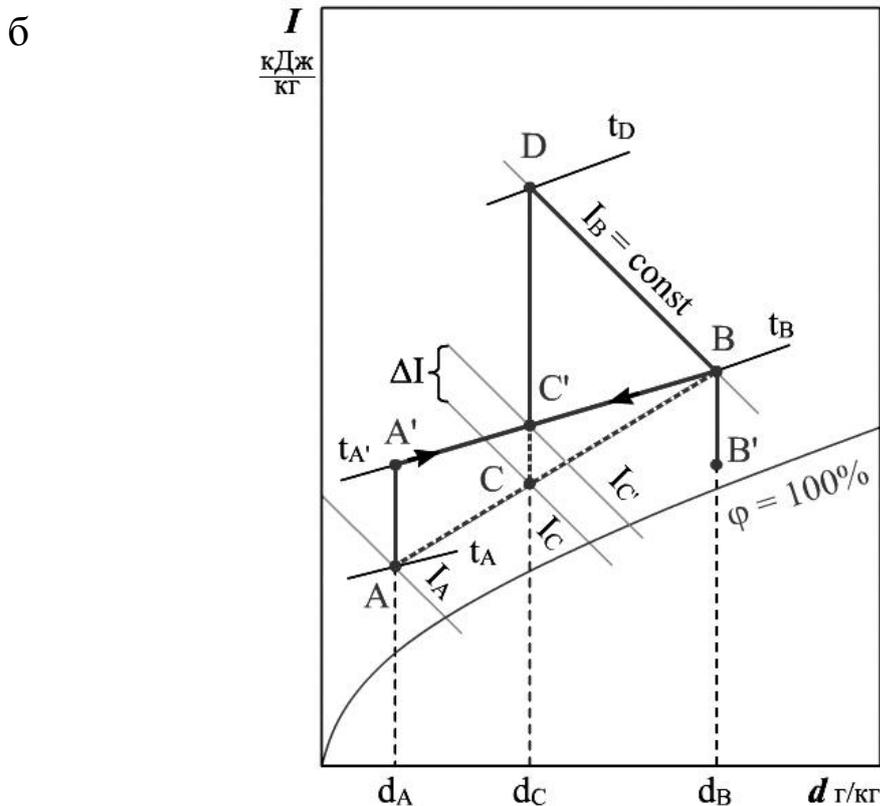
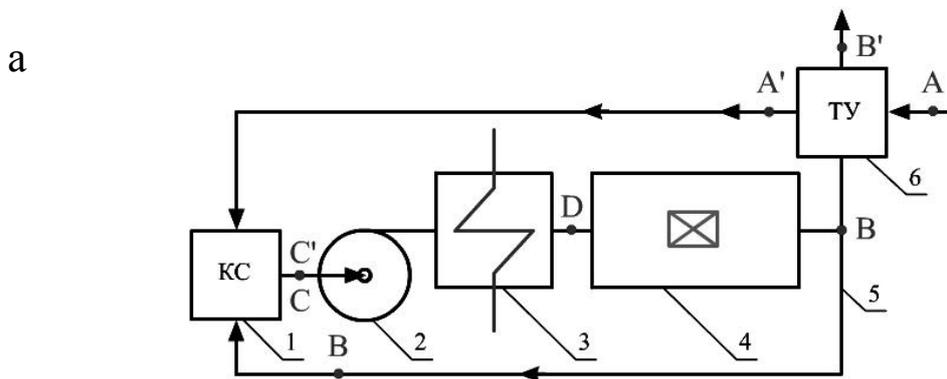


Рис. 1.12. Схема сушильной установки с теплоуловителем (а) и процесс изменения состояния воздуха в этой схеме и без теплоуловителя (б):

1 - камера смешения; 2 - вентилятор; 3 - калорифер; 4 - сушильная камера; 5 - линия рециркуляции; 6 - теплоуловитель (рекуперативный теплообменник);  $ACB$  - процесс смешения свежего и отработанного воздуха в схеме без теплоуловителя;  $A'C'B$  - процесс смешения в схеме с теплоуловителем;  $CD$  - нагрев смеси в калорифере в схеме без теплоуловителя;  $C'D$  - нагрев смеси в схеме с теплоуловителем;  $DB$  - адиабатическое охлаждение и увлажнение воздуха при сушке материала;  $AA'$  - нагрев свежего воздуха в теплоуловителе;  $BB'$  - охлаждение отработанного воздуха в теплоуловителе

## Контрольные вопросы по главе 1

1. Что такое процесс сушки?
2. Что является основным признаком классификации сушильных установок?
3. Что такое испарение?
4. Что такое кипение?
5. Что такое парциальное давление пара в воздухе?
6. Что такое ненасыщенный влажный воздух?
7. Что такое насыщенный влажный воздух?
8. В каком состоянии находится пар в ненасыщенном влажном воздухе?
9. Что такое абсолютная влажность воздуха?
10. Что такое относительная влажность воздуха?
11. Что такое влагосодержание воздуха?
12. Что такое насыщенный пар?
13. Что такое перегретый водяной пар?
14. Может ли в воздухе при атмосферном давлении и температуре ниже  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  содержаться перегретый пар?
15. Какому значению примерно равна теплоемкость сухого воздуха?
16. Что такое теплообменный потенциал воздуха?
17. Что такое психрометрическая разность?
18. Что такое температура точки росы?
19. Что такое температура смоченного термометра?
20. Когда температура по сухому термометру выше температуры смоченного термометра?
21. Что такое термовлажностное отношение, или угловой коэффициент процесса?
22. Какое значение принимает угловой коэффициент в "теоретическом" процессе сушки?
23. Какое значение принимает угловой коэффициент процесса при нагреве воздуха с неизменным влагосодержанием?
24. С какой целью I-d - диаграмма влажного воздуха построена в косоугольной системе координат?
25. Как изменяется атмосферное давление с повышением влажности воздуха?
26. Какой воздух, влажный или насыщенный, имеет большую энтальпию при одинаковой температуре?
27. Какой воздух, влажный или сухой, имеет большую плотность?

28. При каком значении относительной влажности воздуха температура смоченного термометра равна температуре сухого термометра?
29. При какой температуре следует применять воду для осушения воздуха?
30. Как определяется энтальпия водяного пара?
31. Верно ли утверждение, что относительная влажность  $\varphi$  – это отношение парциальных давлений пара в воздухе и насыщенного пара при данной температуре?
32. Какая температура смоченного термометра имеет большее числовое значение: истинная или адиабатная?
33. Какое значение принимает угловой коэффициент при адиабатическом увлажнении воздуха?
34. Как влияет холодный ветер на термометр в морозный день?
35. При сушке каких материалов применяется рециркуляция воздуха?
36. Что такое кратность рециркуляции?
37. Возможна ли рециркуляция без смешения потоков?
38. В чем заключается преимущество схемы с комбинированным нагревом воздуха по сравнению со схемой с разомкнутым циклом?
39. За счет чего происходит интенсификация теплообмена в рециркуляционном процессе?
40. Может ли процесс охлаждения воздуха идти по линии  $\varphi = 100\%$  ?
41. Может ли в действительной сушильной установке процесс испарения влаги в воздух протекать по линии  $I = \text{const}$  ?
42. Почему на  $I-d$  диаграмме ВТИ линии  $\varphi = \text{const}$  при температуре выше  $100\text{ }^\circ\text{C}$  идут почти вертикально вверх?
43. Чем отличается действительная сушильная установка от теоретической?
44. Что такое потенциал сушки?

## ГЛАВА 2. СУШКА ВЛАЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ ТОПОЧНЫМИ ГАЗАМИ

### 2.1. Сушка материалов топочными газами

Для сушки высоковлажных низкокалорийных топлив применяют продукты сгорания этих топлив. Топочными газами высушивают железную руду после обогащения, кварцевый песок в литейном производстве, глину и другие влажные материалы. Дымовые газы могут получаться в специально предназначенных для этих целей топочных устройствах или использоваться уходящие продукты сгорания энергетических котельных агрегатов.

Основным требованием, предъявляемым к дымовым газам как сушильному агенту, является полнота сгорания топлива, отсутствие химического и механического недожога, загрязняющего высушиваемый материал.

Для построения процессов изменения состояния дымовых газов используется I-d диаграмма влажного воздуха, так как продукты сгорания обычно сильно разбавлены воздухом. Теоретический расход (минимальное количество) воздуха, необходимого для сжигания 1 кг твердого или жидкого топлива, определяется в зависимости от элементарного состава топлива

$$L_{\text{т}} = 0,115 \cdot \tilde{N}^{\text{т}} + 0,345 \cdot H^{\text{т}} + 0,043 \cdot (O^{\text{т}} - S^{\text{т}}), \text{ кг/кг топлива.}$$

Теоретический расход воздуха для сжигания сухого газообразного топлива определяется по формуле

$$L_{\text{т}} = 1,38 \cdot (0,0179 \cdot CO + 0,248 \cdot H_2 + 0,44 \cdot H_2S + \\ + \sum \frac{m + n/4}{12m + n} \cdot C_m H_n - O_2), \text{ кг/кг топлива.}$$

В этих формулах элементарные составляющие топлива выражены в процентах по массе.

Масса водяных паров, содержащихся в составе продуктов сгорания, состоит из массы пара, образующегося при полном сгорании твердого или жидкого топлива  $\frac{9 \cdot H^{\text{т}} + W^{\text{т}}}{100}$ , массы пара,

поступающего с воздухом  $\frac{\alpha_{\text{в}} \cdot L_{\text{т}} \cdot d_{\text{в}}}{1000}$ , и массы пара, применяемого

для дутья или распыливания топлива  $W_{\text{т}}$

$$G_{\dot{i}} = \frac{9 \cdot H^r + W^r}{100} + \frac{\alpha_{\dot{o}} \cdot L_{\dot{i}} \cdot d_{\dot{i}}}{1000} + W_{\dot{o}}, \text{ кг/кг топлива.}$$

Для сухого газообразного топлива

$$G_{\dot{i}} = \frac{\alpha_{\dot{o}} \cdot L_{\dot{i}} \cdot d_{\dot{i}}}{1000} + \sum \frac{0,09n}{12m+n} \cdot C_m \cdot H_n, \text{ кг/кг топлива.}$$

Масса сухих продуктов сгорания для твердого и жидкого топлива определяется по формуле

$$G_{\dot{n}\dot{a}} = 1 + \alpha_{\dot{o}} \cdot L_{\dot{i}} - \frac{A^r + 9 \cdot H^r + W^r}{100}, \text{ кг/кг топлива.}$$

Для газообразного топлива по формуле

$$G_{\dot{n}\dot{a}} = 1 + \alpha_{\dot{o}} \cdot L_{\dot{i}} - \sum \frac{0,09n}{12m+n} \cdot C_m \cdot H_n, \text{ кг/кг топлива.}$$

Влагосодержание дымовых газов определяется как отношение массы пара к массе сухих дымовых газов

$$d_{\dot{T}} = 1000 \cdot G_{\dot{n}} / G_{\dot{n}\dot{a}}, \text{ г/кг.}$$

Уравнение теплового баланса топки для сушильной установки имеет вид

$$Q_s^r + \eta_{\dot{o}} + c_{\dot{o}} \cdot t_{\dot{o}} + \alpha_{\dot{o}} \cdot L_{\dot{i}} \cdot I_{\dot{i}} + W_{\dot{o}} \cdot i'_{\dot{i}} = G_{\dot{c}\dot{a}} \cdot \tilde{n}_{\dot{n}\dot{a}} \cdot t_{\dot{n}\dot{a}} + G_{\dot{i}} \cdot i'_{\dot{i}},$$

или

$$Q_s^r + \eta_{\dot{o}} + c_{\dot{o}} \cdot t_{\dot{o}} + \alpha_{\dot{o}} \cdot L_{\dot{i}} \cdot I_{\dot{i}} + W_{\dot{o}} \cdot i'_{\dot{i}} = G_{\dot{c}\dot{a}} \cdot I_{\dot{o}}, \quad (2.1)$$

где  $c_{\dot{o}}$ ,  $t_{\dot{o}}$  и  $\tilde{n}_{\dot{n}\dot{a}}$ ,  $t_{\dot{n}\dot{a}}$  – соответственно, теплоемкость и температура топлива и дымовых газов;  $\eta_{\dot{T}} = 0,9$  - КПД топки;  $i'_{\dot{i}}$  – энтальпия пара, применяемого для дутья,  $i'_{\dot{i}} = (i_{\dot{i}} + c_{\dot{i}} \cdot t_{\dot{n}\dot{a}}) = (2500 + 2 \cdot t_{\dot{n}\dot{a}})$  – энтальпия пара при температуре дымовых газов;  $I_{\dot{o}} = \tilde{n}_{\dot{n}\dot{a}} t_{\dot{n}\dot{a}} + i'_{\dot{i}} \cdot d_{\dot{o}} / 1000 = \tilde{n}_{\dot{n}\dot{a}} t_{\dot{n}\dot{a}} + i'_{\dot{i}} \cdot G_{\dot{i}} / G_{\dot{c}\dot{a}}$  – энтальпия дымовых газов на выходе из топки. В уравнении теплового баланса используют высшую теплоту сгорания топлива  $Q_s^r$ , тем самым учитывают наличие водяного пара в составе продуктов сгорания.

Высшей теплотой сгорания называют количество теплоты, полученное при полном сгорании единицы массы топлива с учетом теплоты конденсации водяных паров. Она определяется для твердого или жидкого топлива по эмпирической формуле Д. И. Менделеева

$$Q_s^r = 320 \cdot \tilde{N}^r + 1260 \cdot H^r - 109 \cdot (O^r + S^r), \quad \text{кДж/кг топлива}$$

или

$$Q_s^r = Q_i^r + 25,14 \cdot (9 \cdot H_r + W_r), \quad \text{кДж/кг топлива},$$

Высшая теплота сгорания газообразного топлива

$$Q_s^r = Q_i^r + 25,14 \cdot \sum \frac{0,09n}{12m+n} \cdot C_m H_n, \quad \text{кДж/кг топлива},$$

где низшая теплота сгорания сухого газообразного топлива определяется как сумма теплоты сгорания составляющих газов

$$Q_i^r = 22,4 \cdot (22,3 \cdot \text{CH}_4 + 21,16 \cdot \text{C}_2\text{H}_6 + 20,7 \cdot \text{C}_3\text{H}_8 + 20,41 \cdot \text{C}_4\text{H}_{10} + \\ + 20,24 \cdot \text{C}_2\text{H}_2 + 21,24 \cdot \text{C}_2\text{H}_4 + 20,57 \cdot \text{C}_3\text{H}_6 + 20,28 \cdot \text{C}_4\text{H}_8 + \\ + 4,53 \cdot \text{CO} + 5,42 \cdot \text{H}_2 + 6,87 \cdot \text{H}_2\text{S}), \quad \text{кДж/кг топлива.}$$

В топках котельных агрегатов с повышением коэффициента избытка воздуха увеличиваются потери с уходящими газами; в топках сушильных установок топочные газы приходится специально разбавлять воздухом. Значение коэффициента избытка воздуха в топке сушильной установки может быть на порядок выше, чем в топке котельного агрегата, и определяется минимально возможной устойчивой температурой горения топлива. Коэффициент избытка воздуха в топке определяется из уравнения теплового баланса (2.1) для твердого или жидкого топлива

$$\alpha_{\delta} = \frac{Q_s^r + c_{\delta} t_{\delta} - (1 - \frac{A^r + 9 \cdot H^r + W^r}{100}) \cdot c_{c\bar{a}} t_{c\bar{a}} - (\frac{9 \cdot H^r + W^r}{100}) \cdot i_{\bar{r}} + W_{\delta} \cdot (i'_{\bar{r}} - i_{\bar{r}})}{L_{\bar{r}} (c_{c\bar{a}} t_{c\bar{a}} + \frac{i_{\bar{r}} \cdot d_{\bar{r}}}{1000} - I_{\bar{r}})}$$

Коэффициент избытка воздуха в топке при сжигании газообразного топлива

$$\alpha_{\delta} = \frac{Q_s^r + c_t \cdot t_t - (1 - \frac{A^r + 9 \cdot H^r + W^r}{100}) \cdot c_{c\bar{a}} t_{c\bar{a}} - (\sum \frac{0,09n}{12m+n} \cdot C_m \cdot H_n) \cdot i_{\bar{r}}}{L_{\bar{r}} (c_{c\bar{a}} \cdot t_{c\bar{a}} + \frac{i_{\bar{r}} \cdot d_{\bar{r}}}{1000} - I_{\bar{r}})}$$

Энтальпия продуктов сгорания на выходе из топки

$$I_{\delta} = \frac{Q_s^r \cdot \eta_{\delta} + c_{\delta} t_{\delta} + \alpha_{\delta} \cdot L_1 \cdot I_1 + W_{\delta} \cdot i_1}{G_{c\grave{a}}} , \quad (2.2)$$

Из формулы (2.2) следует, что энтальпия топочных газов, образующихся в результате сжигания топлива, определяется в основном теплотой сгорания топлива и коэффициентом избытка воздуха в топке.

## 2.2. Схема газовой сушильной установки с камерой смешения

Схема газовой сушильной установки с камерой смешения представлена на рис. 2.1.

Для влажных материалов органического происхождения высокая температура сушильного агента недопустима из-за возможности термического разложения высушиваемого материала или его воспламенения, поэтому перед сушильной установкой дымовые газы смешиваются в камере смешения с холодным (присадочным) воздухом до необходимой допустимой температуры.

Кратность смешения равна отношению удельных расходов дымовых газов и воздуха:  $n = l_T / l_0$ . Удельный расход образующейся смеси равен  $l_{cm} = l_0 + l_T$  и может быть определен по I-d диаграмме

$$l_{\grave{m}} = \frac{1000}{d_2 - d_{c\grave{i}}} .$$

Влагосодержание газовой смеси

$$d_{cm} = \frac{d_0 + n \cdot d_T}{n + 1} .$$

Удельный расход присадочного воздуха, поступающего в камеру смешения

$$l_0 = l_T \frac{d_T - d_{cm}}{d_{cm} - d_0} \quad \text{или} \quad l_0 = \frac{l_{cm}}{n + 1} .$$

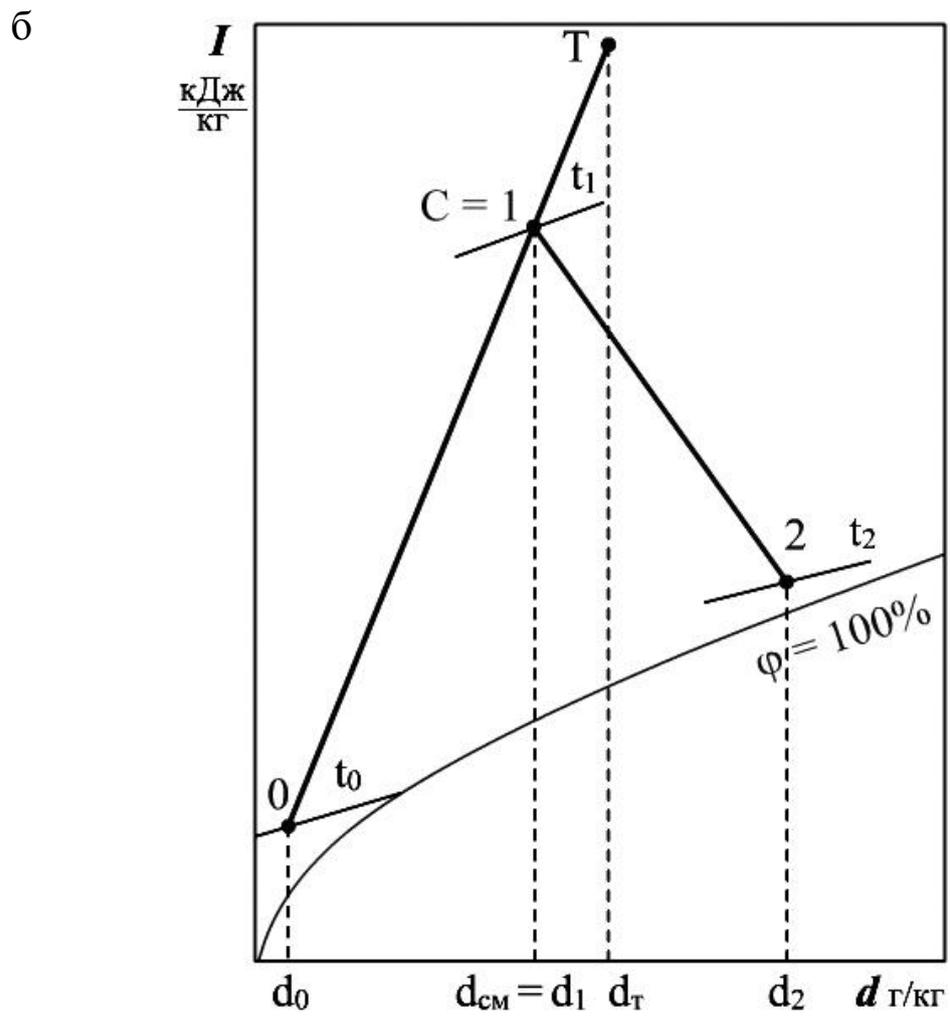
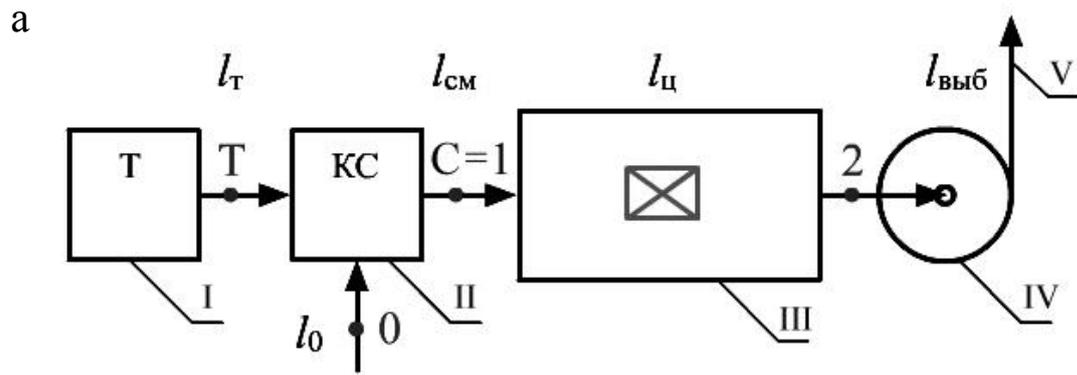


Рис. 2.1. Схема газовой сушильной установки с камерой смешения (а) и процесс изменения состояния сушильного агента в этой схеме (б): I - топка; II - камера смешения; III - сушильная камера; IV - дымосос; V - отработанный сушильный агент; 0СТ - процесс смешения дымовых газов (точка Т) и присадочного воздуха (точка 0) в камере смешения; С-2 - охлаждение и увлажнение сушильного агента при испарении влаги из материала в сушильной камере

Удельный расход топочных газов, поступающих в камеру смешения

$$l_t = l_o \frac{d_{cm} - d_o}{d_t - d_{cm}} \quad \text{или} \quad l_o = \frac{l_{cm} \cdot n}{n + 1} .$$

Общее количество воздуха, подаваемого в топку и камеру смешения

$$L_{\text{вс}} = (\alpha_o + \alpha_{\text{доп}}) \cdot L_{\hat{t}} .$$

Энтальпия смеси на выходе из камеры смешения

$$I_{cm} = \frac{Q_s^r \cdot \eta_T + c_T \cdot t_T + (\alpha_T + \alpha_{\text{доп}}) \cdot L_o \cdot I_o}{G_{cf} + \alpha_{\text{доп}} \cdot L_o} , \text{ кДж/кг газа} .$$

Коэффициент избытка воздуха, дополнительно подаваемого в камеру смешения, определяется по следующей формуле

$$\alpha_{\text{доп}} = \frac{Q_s^r \cdot \eta_T + c_T \cdot t_T + \alpha_T \cdot L_o \cdot I_o - G_{cf} \cdot c_{cf} \cdot t_{cm} - G_{\text{п}} \cdot i_{cm}}{L_o \cdot (c_B \cdot t_{cm} + \frac{i_{cm} \cdot d_o}{1000} - I_o)} , \text{ кДж/кг газа} .$$

### 2.3. Схема газовой сушильной установки с рециркуляцией

В сушильных установках, работающих на дымовых газах, применяют рециркуляцию (например, для сушки лесоматериалов используются дымовые газы при низких температурах с высокой влажностью). Схема сушильной установки приведена на рис. 2.2. Кратность рециркуляции  $K_p = l_{\text{рец}} / l_{\text{см}}$  - это отношение расходов возвращаемого и "свежего" сушильного агента.

Удельный расход циркулирующего в установке сушильного агента  $l_{\text{п}} = l_{\text{см}} + l_{\text{рец}}$  определяется по I-d диаграмме

$$l_{\text{о}} = \frac{1000}{d_2 - d_{\text{сi}}} .$$

Влагосодержание сушильного агента на входе в сушильную установку рассчитывается по формуле

$$d_1 = \frac{d_2 \cdot K_p + d_{\text{сi}}}{K_p + 1} .$$

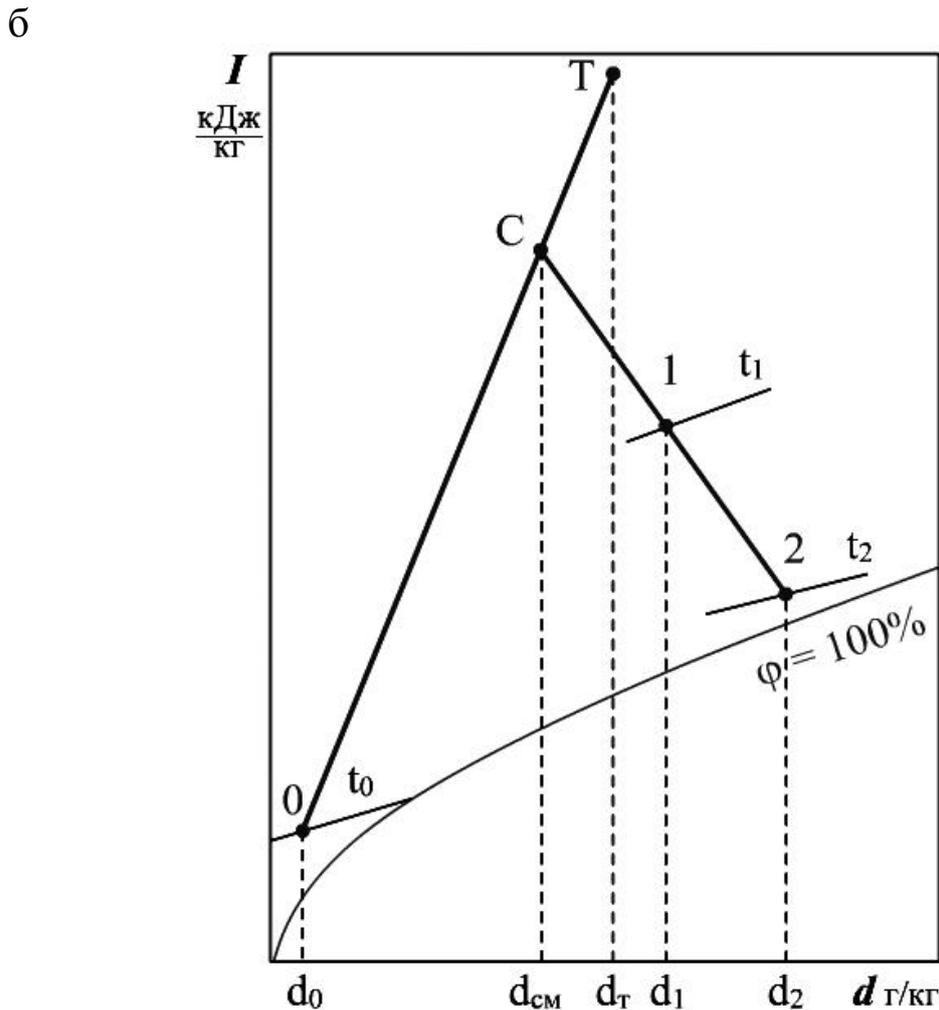
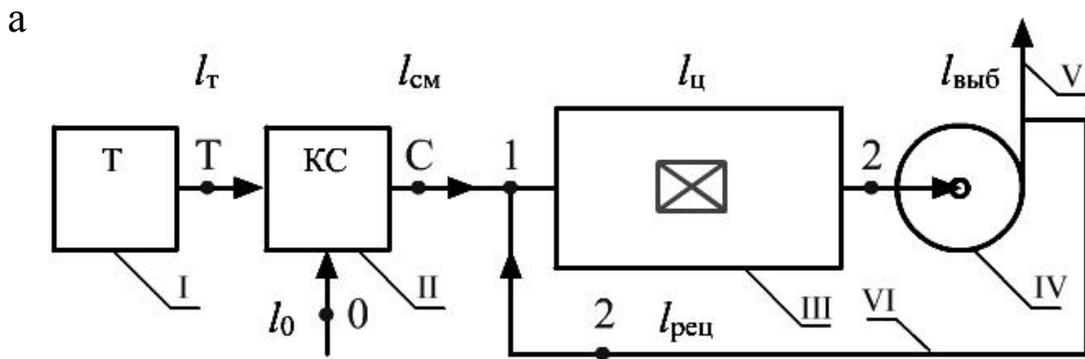


Рис. 2.2. Схема сушильной установки с рециркуляцией дымовых газов (а) и процесс изменения состояния сушильного агента в этой схеме (б): I - топка; II - камера смешения; III - сушильная камера; IV - дымосос; V - отработанный сушильный агент; VI - линия рециркуляции; 0СТ - процесс смешения дымовых газов (точка Т) и присадочного воздуха (точка 0); С-1-2 - процесс смешения "свежего" (точка С) и отработанного (точка 2) сушильного агента, или процесс рециркуляции; 1-2 - охлаждение и увлажнение сушильного агента при испарении влаги из материала

Удельный расход теплоты на сушку материала

$$q_c = l_{cm} (I_c - I_0) ,$$

где  $l_{cm} = 1000/(d_2 - d_{cm})$ .

Формула для определения расхода топлива имеет вид

$$B_{\delta} = \frac{q_c \cdot M_{\text{аэ}}}{Q_s^r \cdot \eta_{\delta}} \quad \text{или} \quad B_{\delta} = \frac{L_{\text{н}} \cdot n}{G_{\text{н}} \cdot (n + 1)} ,$$

где  $M_{\text{вл}}$  - массовый расход испарившейся влаги.

КПД котельного агрегата повышается в результате включения в схему парогенератора сушильной установки. При сжигании низкокалорийных топлив температура уходящих газов составляет 170 – 180 °С; при наличии сушильной установки температура газов может быть понижена до 90 – 100 °С. Снижение температуры уходящих газов на 30 °С дает прирост КПД примерно на 1 %; за счет включения сушильной установки можно повысить КПД котельного агрегата на 2 – 3 %. Кроме того, при снижении влажности топлива увеличивается его температура горения, повышается производительность топки и котельного агрегата.

## 2.4. Топки для сушильных установок

Основным отличием топок сушильных установок от топок паровых котлов является то, что в первых может иметь место более низкая температура горения топлива. С целью защитить стенки топки от воздействия высоких температур и улучшить горение коэффициент избытка воздуха в них при сжигании твердого топлива принимают равным 2 - 2,5, а затем топочные газы разбавляют воздухом или циркулирующей в сушилке смесью до требуемой температуры.

Основное требование, которое предъявляется к топочным устройствам сушильных установок, состоит в том, чтобы в топке происходило полное сгорание топлива без наличия сажи, а продукты сгорания содержали минимальное количество частичек золы, которые должны почти полностью улавливаться в пылесадительных камерах или циклонах. Исходя из этих условий, при расчете размеров топок для сушильных установок тепловое напряжение колосниковой решетки и тепловое напряжение объема топочного пространства принимают ниже, чем для топок котельных установок.

Различают топки слоевые для сжигания кускового топлива и камерные для сжигания газового и жидкого топлива. Вид применяемой топки обычно зависит от рода топлива,

производительности сушилки и свойств высушиваемого материала. Если высушиваемый материал не боится загрязнения, применяют простые топки с колосниковой решеткой (рис. 2.3) и небольшой пылеосадительной камерой. Для материалов, не допускающих загрязнения, топки для твердого топлива снабжаются пылеосадительными камерами, за которыми может еще последовательно включаться циклон или другое пылеосадительное устройство, так как унос золы из таких топок может составлять значительную величину.

При сушке высоковлажного топлива используют продукты сгорания этого же топлива. Наиболее простыми устройствами для сжигания твердого топлива являются слоевые топки. Для сжигания кускового или фрезерного торфа, а также влажных древесных отходов применяются шахтные топки с наклонной колосниковой решеткой. Разновидностью слоевых топок являются полугазовые топки. В этих топках осуществляется полугенераторный процесс сжигания твердого топлива и дожигания газа подачей вторичного воздуха.

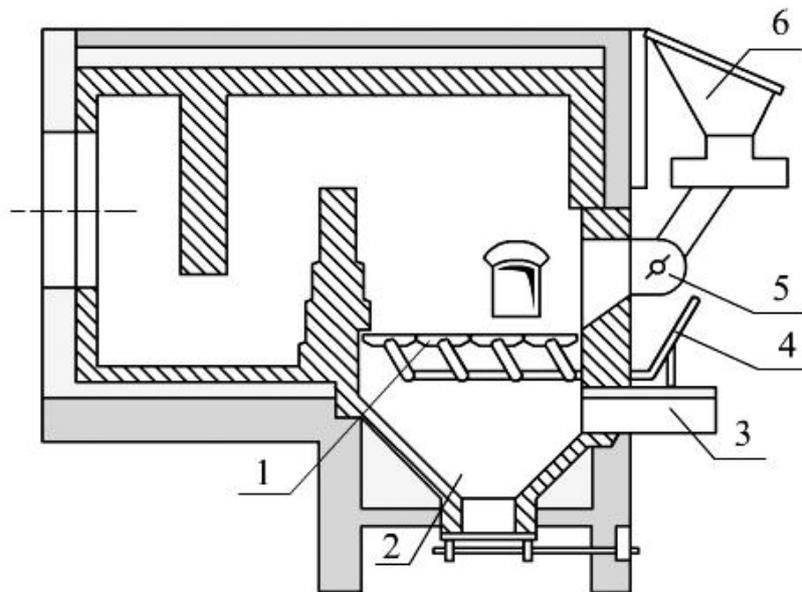


Рис. 2.3. Полумеханизированная топка с неподвижной решеткой:

1 - колосниковая решетка; 2 - шлаковый бункер; 3 - подвод воздуха; 4 - рукоятка для опрокидывания колосников; 5 - пневмомеханический забрасыватель; 6 - бункер для топлива

Наиболее простыми и компактными в конструктивном отношении являются топочные устройства для сжигания жидкого или газообразного топлива.

На рис. 2.4 показана топка для сжигания газа. Отличительной особенностью этой топки является зазор между камерой сгорания и кожухом, куда тангенциально подается вторичный воздух. Воздух охлаждает наружную стенку камеры сгорания и затем смешивается с продуктами сгорания. При воздушном охлаждении камера может быть футерована в один кирпич, сжигание топлива можно вести при высоких температурах.

Важным показателем является соотношение количества сжигаемого газа и необходимого для этого воздуха. Так, на  $1 \text{ м}^3$  доменного газа с низкой теплотой сгорания ( $Q_i^d = 3,75 \text{ МДж/м}^3$ ) требуется около  $0,8 \text{ м}^3$  воздуха, а на  $1 \text{ м}^3$  природного газа ( $Q_i^d = 36,8 \text{ МДж/м}^3$ ) требуется около  $10 \text{ м}^3$  воздуха.

Топка для сжигания мазута представляет собой цилиндрическую камеру (рис. 2.5). Кожух изготовлен из листовой стали толщиной 10 мм. По фронту топки размещены мазутные форсунки. Воздух для горения подается над форсунками. Воздух для разбавления газов вводится в смесительную камеру через каналы в верхней части топки, что позволяет одновременно охлаждать свод камеры. Изнутри камера футерована шамотным кирпичом. В этой же топке можно сжигать природный газ.

Мазут сжигается в камерных топках в распыленном состоянии. Для распыления служат форсунки. По принципу работы они бывают механические и паровоздушные. Топливные форсунки должны обеспечивать такое диспергирование мазута, чтобы не происходило проскока крупных капель в сушилку и порчи продукта.

Мазутные форсунки устанавливают обычно на фронтальной стене топки. Глубина топки должна быть не менее 3 м для малых форсунок и не менее 4 м для крупных. Чтобы избежать попадания капель неиспарившегося мазута на боковые стенки и под топку, расстояние от них до оси форсунки должно быть не менее 1,2 - 2 м.

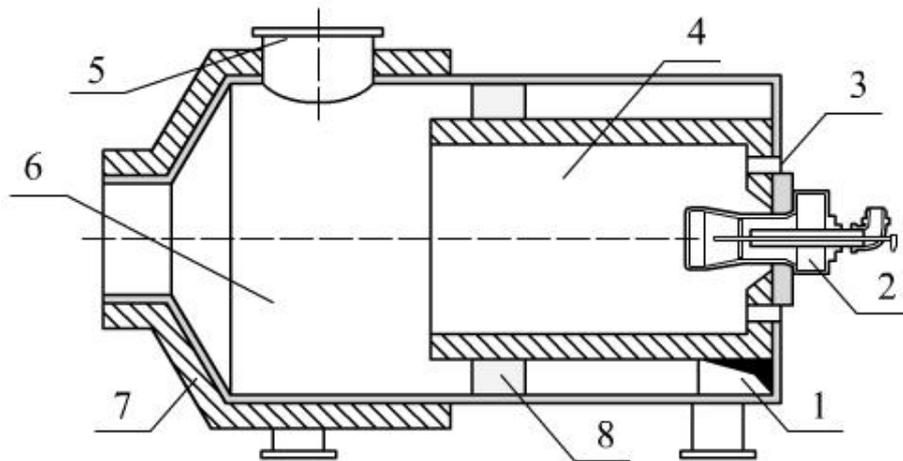


Рис. 2.4. Топка для сжигания газа с охлаждением наружной стенки камеры сгорания:

1 - окно для подвода вторичного воздуха; 2 - газовая горелка; 3 - смотровое отверстие; 4 - камера сгорания; 5 - взрывной клапан; 6 - камера смешения; 7 - футеровка; 8 - опора

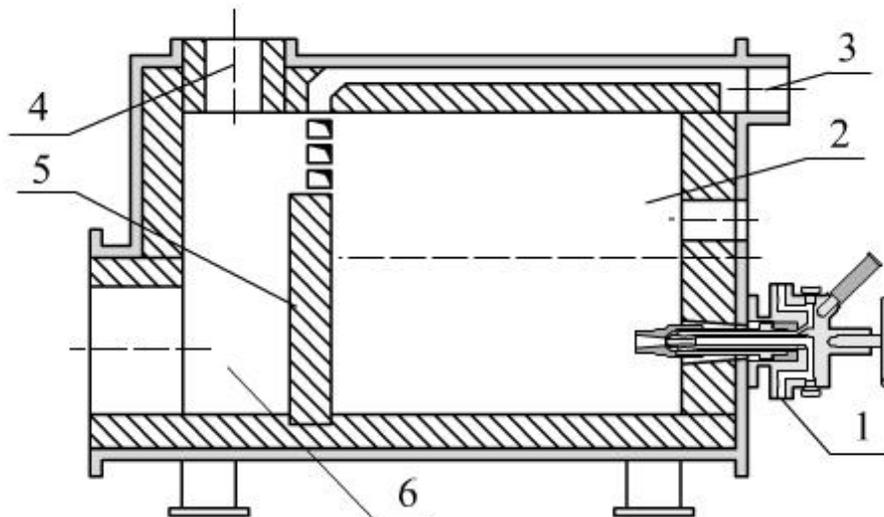


Рис. 2.5. Топка для сжигания мазута:

1 - форсунка низкого давления; 2 - камера сгорания; 3 - каналы для подачи воздуха; 4 - патрубок растопочной трубы; 5 - перегородка; 6 - камера смешения

## Контрольные вопросы по главе 2

1. Чем высшая теплота сгорания топлива отличается от низшей теплоты сгорания?
2. Зависит ли высшая теплота сгорания от влажности сжигаемого топлива?
3. Будут ли в составе дымовых газов водяные пары при сжигании сухого топлива?
4. В чем основное отличие топок сушильных установок от топок паровых котлов?
5. Какие основные требования предъявляются к дымовым газам как к сушильному агенту?
6. При каком значении скорости обеспечивается максимальная очистка дымовых газов в циклоне?
7. Какие вентиляторы (осевые, центробежные или радиальные) не относятся к вентиляторам высокого давления?
8. Какой основной конструктивный параметр определяется при расчете циклона?
9. Какая оптимальная скорость газов в газоходах?
10. Что такое высшая теплота сгорания топлива?
11. Где больше коэффициент избытка воздуха: в топках котельных агрегатов или в топках сушильных установок?
12. Где ниже тепловое напряжение топочного объема: в топках котельных агрегатов или в топках сушильных установок?
13. Входит ли азот в состав продуктов сгорания твердого топлива?
14. Как влияет повышение коэффициента избытка воздуха в топке котельного агрегата на потери с уходящими газами?
15. Чем обусловлена полнота сгорания топлива?
16. Что такое влагосодержание дымовых газов?
17. Что такое коэффициент избытка воздуха?
18. Что такое температура точки росы?
19. Что такое температура смоченного термометра?
20. Когда температура по сухому термометру выше температуры смоченного термометра?
21. Что такое термовлажностное отношение, или угловой коэффициент процесса?
22. Какое значение принимает угловой коэффициент в "теоретическом" процессе сушки?

## ГЛАВА 3. КИНЕТИКА И ТЕПЛОМАССОБМЕН ПРИ СУШКЕ ВЛАЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ

### 3.1. Влажность твердых материалов

В технике сушки имеется четыре способа для выражения содержания влаги в твердых материалах: относительная влажность, абсолютная влажность, влагосодержание и сухость.

Относительная влажность  $W_o$  представляет собой отношение массы влаги, содержащейся в материале, к общей массе влажного материала (сухой части и влаги), выраженное в процентах

$$W_o = 100 \cdot m_{\text{вл}} / (m_{\text{сух}} + m_{\text{вл}}), \%$$

Понятием относительной влажности пользуются, например, в энергетике для выражения влажности топлива и в других отраслях промышленности для оценки содержания влаги в материале.

Абсолютная влажность  $W_a$  представляет собой отношение массы влаги, содержащейся в материале, к массе абсолютно сухого материала, выраженное в процентах

$$W_a = 100 \cdot m_{\text{вл}} / m_{\text{сух}}, \%$$

Понятие абсолютная влажность используется, главным образом, в иностранной литературе.

Влагосодержание материала - это отношение массы влаги, содержащейся в материале, к массе абсолютно сухого материала

$$u = m_{\text{вл}} / m_{\text{сух}}, \text{ кг вл./кг сух.}$$

Термин влагосодержание используется, главным образом, в научной литературе или при расчетах сушильных установок.

Сухость материала - это отношение массы сухой части материала к общей массе влажного материала (сухой части и влаги), выраженное в процентах

$$S = 100 \cdot m_{\text{сух}} / (m_{\text{сух}} + m_{\text{вл}}), \%$$

Понятие сухость используют в целлюлозно-бумажной промышленности при определении содержания сухого вещества в бумажном полотне. Это связано с тем, что понятия сухость и концентрация волокон в бумажной массе, поступающей в напорный ящик, равнозначны между собой. Очевидно, что

$$W_o + S = 100, \%$$

Можно выполнить перерасчет одной влажности в другую по следующим формулам

$$u = W_o / (100 - W_o), \text{ кг/кг};$$

$$u = W_a / 100, \text{ кг/кг};$$

$$u = (100 - S) / S, \text{ кг/кг};$$

$$W_a = 100 \cdot W_o / (100 - W_o), \text{ \%}.$$

Расход испарившейся влаги (в некоторых учебниках  $M_{\text{вл}}$  или  $W$ ) рассчитывают, используя понятие влагосодержание

$$M_{\text{вл}} = W = G_{\text{сух}} \cdot (u_o - u_2), \text{ кг/ч},$$

где  $u_o, u_2$  - начальное и конечное влагосодержание материала;  $G_{\text{сух}}$  - производительность сушильной установки по сухой бумаге.

### 3.2. Классификация форм связи влаги с материалом

Все влажные материалы в зависимости от свойств можно разделить на три вида: коллоидные, капиллярно-пористые и капиллярно-пористые коллоидные тела.

Коллоидные тела при удалении влаги сжимаются, но сохраняют свои эластичные свойства, например, желатин, мучное тесто.

Капиллярно-пористые тела при удалении влаги мало сжимаются и становятся хрупкими, например, древесный уголь, кварцевый песок.

Капиллярно-пористые коллоидные тела обладают свойствами первых двух, стенки их капилляров эластичны и при поглощении влаги набухают, например, древесина, торф, картон, целлюлоза.

Согласно классификации академика П. А. Ребиндера, формы связи влаги с материалом делятся на химическую, физико-химическую и физико-механическую.

Химическая связь характеризуется связью влаги с материалом в строго определенном отношении (стехиометрическая связь). К ней относятся ионная и молекулярная связи. В процессе сушки химически связанная влага из материала не удаляется.

Физико-химическая связь влаги с материалом образуется в различных не строго определенных соотношениях. К ней относятся адсорбционная и осмотическая связи.

Адсорбция - это присоединение молекул жидкости поверхностью твердого тела под действием молекулярных сил.

Процесс адсорбции влаги сопровождается некоторым набуханием тела и значительным выделением теплоты. Так, для целлюлозы теплота набухания составляет 1600 кДж/кг. Общая толщина адсорбированного слоя влаги в сотни раз превышает размер молекул. При этом тончайший слой воды, состоящий из нескольких рядов молекул и непосредственно примыкающий к поверхности тела, оказывается сильно уплотненным. Вода, находящаяся в этом слое, не растворяет веществ, температура ее замерзания значительно ниже 0 °С.

К осмотически связанной влаге относят жидкость, находящуюся внутри замкнутой клетки, захваченную при образовании тела, а также жидкость, проникшую внутрь клетки через стенку под действием односторонней диффузии (осмоса).

К физико-химической связи можно отнести влагу микрокапилляров. Микрокапилляры (с радиусом менее  $10^{-5}$  см) поглощают влагу в виде пара из окружающего воздуха. Это обусловлено тем, что давление пара над вогнутым мениском в микрокапилляре ниже, чем над плоской поверхностью свободной воды. Высота поднятия жидкости в капилляре (рис. 3.1) определяется формулой Жюрена

$$h = \frac{2\sigma \cdot \cos \Theta}{r \cdot g \cdot (\rho_{\text{ж}} - \rho_{\text{п}})},$$

где  $\rho_{\text{ж}}$ ,  $\rho_{\text{п}}$  - плотности жидкости и пара;  $g$  - ускорение свободного падения;  $r$  - радиус капилляра,  $\sigma$  - сила (коэффициент) поверхностного натяжения;  $\Theta$  - угол смачивания (краевой угол).

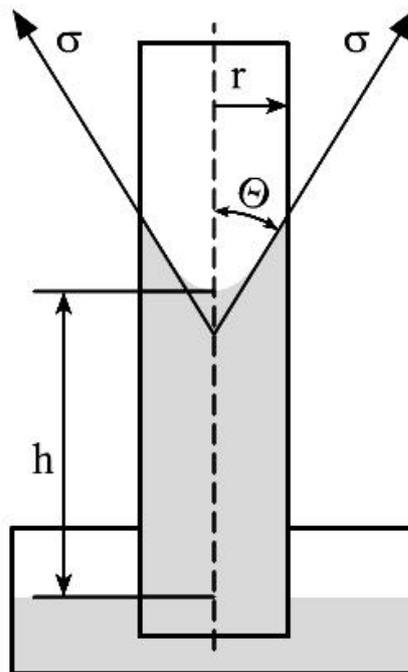


Рис. 3.1. Поднятие смачивающей жидкости в микрокапилляре

В капиллярах с радиусом  $r = 10^{-6}$  см возможное капиллярное поднятие равно 1,5 км, а всасывающая сила равна 15 МПа.

Под физико-механически связанной влагой понимают жидкость, находящуюся в макрокапиллярах и порах, и влагу смачивания, поглощенную телом при непосредственном соприкосновении с водой. Эта влага находится в материале в свободном состоянии и легко удаляется при сушке.

### 3.3. Изотермы сорбции и десорбции

Изотермами сорбции и десорбции влажных материалов называется графическая зависимость между равновесным влагосодержанием материала и относительной влажностью окружающего воздуха при его постоянной температуре. В состоянии термодинамического равновесия материал приобретает равновесное влагосодержание, которое зависит от температуры, влажности воздуха и способа достижения равновесия.

Если материал поглощает влагу, то равновесие достигается за счет сорбции, или увлажнения, если же материал отдает влагу, то равновесие достигается за счет десорбции, или сушки.

Диаграмма (рис. 3.2) разделена на область гигроскопического и сверхгигроскопического (влажного) состояния материала.

Гигроскопическая влага адсорбируется материалом из воздуха, поглощение сверхгигроскопической влаги возможно лишь при непосредственном контакте с водой.

Равновесное влагосодержание материала, соответствующее относительной влажности воздуха  $\varphi = 100\%$ , называется максимальным сорбционным или гигроскопическим влагосодержанием. Несовпадение кривых сорбции и десорбции называется сорбционным гистерезисом.

По характеру изотерм сорбции и десорбции можно судить о связи влаги с материалом. При сушке материала на первой стадии процесса удаляется сверхгигроскопическая (физико-механически связанная влага), в том числе влага смачивания, влага пор и макрокапилляров. Затем удаляется гигроскопическая влага: влага микрокапилляров, осмотически и адсорбционно связанная влага.

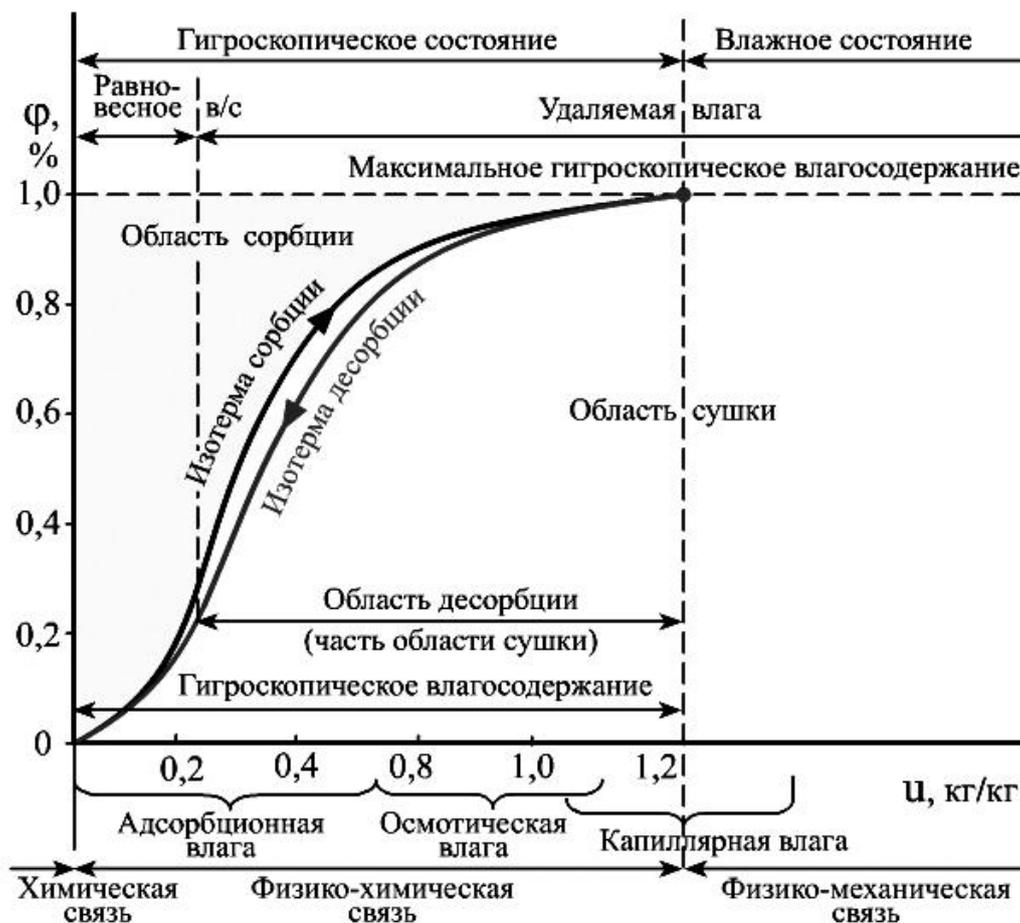


Рис. 3.2. Изотермы сорбции и десорбции и формы связи влаги с материалом

Практическое значение изучения закономерностей изотерм сорбции и десорбции заключается в том, что нецелесообразно сушить материал до влагосодержания ниже равновесного, если он в дальнейшем при транспортировке, хранении или плохой упаковке может вследствие гигроскопических свойств поглотить влагу из окружающего воздуха.

### 3.4. Кинетика сушки влажных материалов

Под кинетикой процесса сушки понимают изменение среднего влагосодержания и средней температуры материала в процессе сушки при постоянных режимах.

Из приведенного на рис. 3.3 графика следует, что кинетическая кривая  $u = f_1(\tau)$  и термограмма  $t = f_2(\tau)$  состоят из трех участков: периода прогрева влажного материала, постоянной скорости (первый период сушки) и падающей или уменьшающейся скорости (второй период сушки).

В периоде прогрева испарение влаги незначительно, и влагосодержание материала можно считать постоянным, а температура материала увеличивается от начальной  $t_0$  до температуры смоченного термометра  $t_M$  (при конвективной сушке).

Совместное решение уравнений теплового баланса

$$dQ_6 = G_{\text{сух}} \cdot (c_{\text{сп}} + c_w \cdot u_0) \cdot dt$$

и теплообмена

$$dQ_T = \alpha_k \cdot (t_B - t_M) \cdot F \cdot d\tau_{\text{пр}}$$

позволяет получить длительность периода прогрева  $\tau_{\text{пр}}$  влажного материала

$$\tau_{\text{пр}} = \frac{G_{\text{сух}} \cdot (\tilde{n}_{\text{нi}} + \tilde{n}_w \cdot u_0)}{\alpha_k \cdot F} \cdot \ln \frac{(t_B - t_0)}{(t_B - t_M)}$$

где  $G_{\text{сух}}$  - масса сухого материала;  $c_w$  - теплоемкость влаги;  $u_0$  - начальное влагосодержание материала;  $F$  - поверхность теплообмена;  $\alpha_k$  - конвективный коэффициент теплоотдачи;  $t_B$  - температура греющего воздуха;  $t_0$  - начальная температура материала;  $t_M$  - температура материала, равная температуре смоченного термометра.

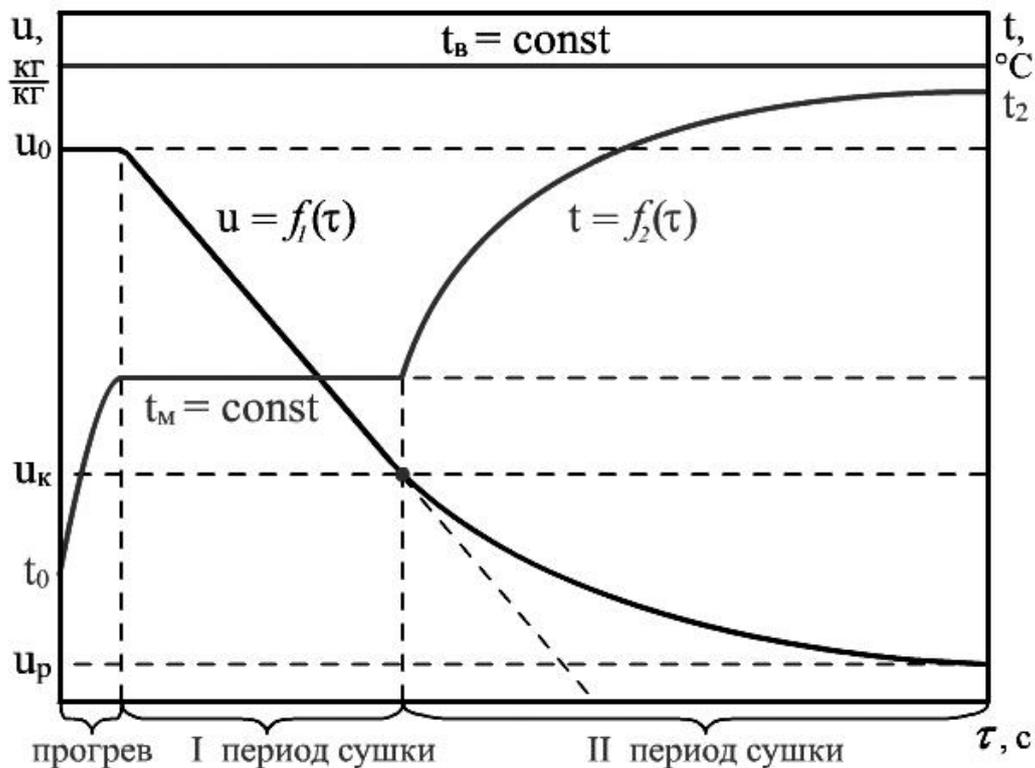


Рис.3.3. Кинетическая кривая  $u = f_1(\tau)$  и термограмма  $t = f_2(\tau)$  конвективной сушки влажного материала

Период постоянной скорости сушки  $du/d\tau = \text{const}$  характеризуется снижением влагосодержания материала по линейному закону. Температура материала в этом периоде сушки постоянна и равна температуре смоченного термометра (при конвективной сушке). Продолжительность первого периода сушки рассчитывается по формуле

$$\tau_1 = (u_0 - u_k) / N_1 ,$$

где  $u_k$  - критическое влагосодержание;  $N_1 = (du/d\tau)_1 = (u_0 - u_k)/\tau_1$  - скорость сушки в первом периоде.

Во втором периоде сушки температура материала увеличивается от температуры смоченного термометра до температуры окружающего воздуха, а скорость сушки снижается с течением времени по степенной зависимости с показателем степени  $n$

$$\left( \frac{du}{d\tau} \right)_{II} = -N_1 \left( \frac{u - u_p}{u - u_{\hat{e}}} \right)^n ,$$

где  $N_1 = - du/d\tau = - \left( \frac{u_{\hat{e}} - u_{\delta}}{\tau_1 - \tau_2} \right) = - \left( \frac{+}{-} \right) = +$  имеет положительный знак.

Продолжительность второго периода сушки (при  $n = 1$ ) может быть описана уравнением

$$\tau_2 = - \frac{u_k}{N_1} \cdot \ln \left( \frac{u_p}{u_k} \right) = \frac{u_k}{N_1} \cdot \ln \left( \frac{u_k}{u_p} \right) \quad (3.1)$$

или при  $n \neq 1$

$$\tau_2 = \frac{(u_{\hat{e}} - u_{\hat{e}}^n \cdot u_{\delta}^{1-n})}{N_1 \cdot (1-n)} . \quad (3.2)$$

Общая продолжительность сушки влажных материалов складывается из продолжительности периода прогрева, периодов постоянной и падающей скорости сушки

$$\tau_c = \tau_{пр} + \tau_1 + \tau_2 .$$

Типичные кривые скорости сушки изображены на рис. 3.4.

В периоде прогрева скорость сушки быстро увеличивается, достигая постоянного значения  $N_1 = \text{const}$ . В первом периоде скорость сушки постоянна и изображается прямой, параллельной оси влагосодержания. Периоды постоянной и падающей скорости сушки разделяются точкой  $u_k$ , которая называется критическим влагосодержанием. Начиная с критической точки, скорость сушки уменьшается (период падающей скорости) и при достижении равновесного влагосодержания становится равной нулю.

Величина критического влагосодержания и характер кинетических кривых зависят от физических характеристик и массы материала, от интенсивности и способа подвода к нему теплоты.

Простейшая кривая скорости сушки является прямой (1), проходящей через точки  $k_1$  и  $u_p$ . Такие кривые скорости сушки дают тонкие образцы волокнистых материалов (бумага, тонкий картон). При сушке кожи, ткани и материалов с аналогичными структурными свойствами скорость сушки характеризуется кривой 2. Кривые скорости сушки типа 3 наблюдаются при сушке керамических материалов.

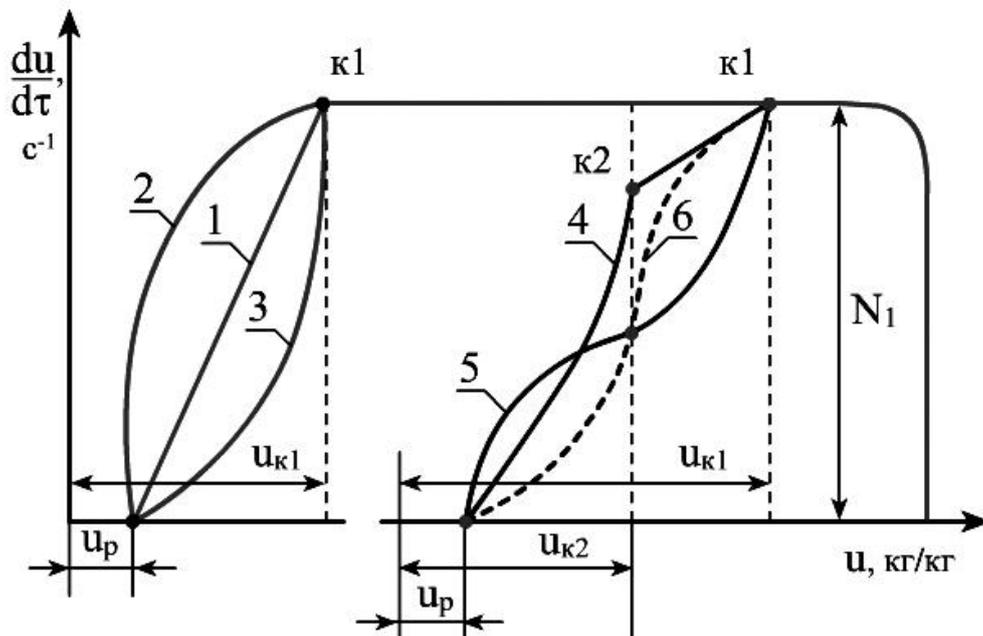


Рис. 3.4. Характерные кривые скорости сушки различных материалов при различных показателях степени кинетической кривой. При показателе степени  $n > 1$  кривые имеют выпуклость в сторону оси абсцисс (кривая 3), а при  $n < 1$  - в сторону оси ординат (кривая 2). При  $n = 1$  скорость сушки уменьшается по линейному закону (кривая 1)

Материалы, имеющие более сложные структурные

характеристики, описываются более сложными закономерностями изменения скорости сушки от влагосодержания. Кривые типа 4 характерны при сушке глины. При сушке хлеба характерна кривая 5. Кривые типа 6 встречаются редко. Характерной особенностью кривых 4, 5, 6 является наличие второй критической точки  $u_{к2}$ .

Таким образом, для некоторых материалов второй период сушки состоит из двух интервалов, имеющих различную кривизну и, соответственно, различные скорости испарения влаги.

Основная задача инженерных расчетов кинетики сушки влажных материалов заключается в определении длительности отдельных периодов в зависимости от режимов и способов подвода теплоты к поверхности испарения.

Весьма важной кинетической характеристикой является кривая изменения температуры (термограмма) поверхности материала во втором периоде сушки. Для каждого материала существует определенная максимально допустимая температура нагрева материала, превышение которой может вызвать ухудшение его технологических свойств.

Температура поверхности материала во втором периоде сушки рассчитывается по уравнению

$$t_2 = t_b - m_f \cdot (u_p / u_k)^n \cdot (t_b - t_m),$$

где  $t_2$  - переменная температура поверхности материала во втором периоде;  $m_f = (r_2 + \Delta q_m) / r_1$  - коэффициент, учитывающий относительные затраты теплоты на нагрев сухого материала и перегрев пара (величина  $m_f \sim 1,1$ );  $r_2$  - средняя теплота парообразования во втором периоде сушки;  $\Delta q_m$  - средний удельный расход теплоты на нагрев сухого материала.

При инженерных расчетах можно воспользоваться упрощенной формулой, основанной на том, что повышение температуры поверхности материала во втором периоде сушки является зеркальным отражением снижения влагосодержания (рис. 3.5).

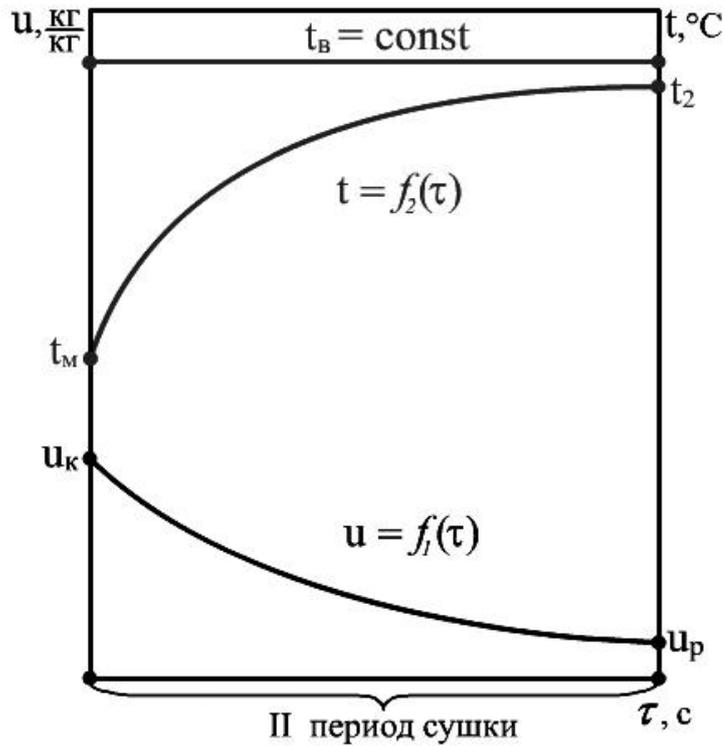


Рис. 3.5. К расчету температуры поверхности материала

Составим пропорцию 
$$\frac{(t_{\text{а}} - t_2)}{(t_{\text{а}} - t_1)} = \frac{(u_{\text{д}} - 0)}{(u_{\text{е}} - 0)}$$

и решим ее относительно температуры поверхности материала

$$t_2 = t_B - (t_B - t_M) \cdot (u_P / u_K) \quad (3.3)$$

или

$$t_2 = t_M + (t_B - t_M) \cdot (u_K - u_P) / u_K \quad (3.4)$$

Уравнения (3.3) и (3.4) позволяют определить температуру поверхности материала во втором периоде сушки.

### **Обобщенная кривая кинетики сушки**

Действительный процесс сушки протекает при переменном температурном режиме. Для расчета таких процессов справедливо использование обобщенной кинетической кривой сушки  $N \cdot \tau = f(u)$ . Обобщенная кривая, предложенная В.В. Красниковым [12], включает в себе семейство кинетических кривых данного материала при любом температурном режиме сушки и основывается на том, что при сушке конкретного материала, имеющего начальное влагосодержание  $u_0$ , при любом режиме величина  $N \cdot \tau$  сохраняется неизменной и соответствующей текущему влагосодержанию  $u_i$

$$N_1\tau_1 = N_2\tau_2 = \dots = N_n\tau_n = \text{const} ,$$

где  $N_1, N_2, \dots, N_n$  - скорость сушки в первый период при различных температурных режимах;  $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_n$  - текущее время сушки, в течение которого влагосодержание изменялось от начального  $u_0$  до текущего  $u_i$ . На основе анализа уравнений (3.1) и (3.2) можно сделать вывод о том, что при неизменном значении критического влагосодержания  $u_k$  и показателя степени  $n$  произведение скорости сушки  $N_1$  на время  $\tau$  есть величина, не зависящая от режима сушки и определяющаяся только значением текущего влагосодержания  $u$

$$N_1\tau = u_k \cdot \ln(u_k / u) ,$$

$$N_1\tau = (u_k - u_k^n \cdot u^{1-n}) / (1 - n) .$$

Обобщенная кривая сушки строится по единственной опытной кривой данного материала с определенным значением  $u_0$ , полученной при любом режиме. Если известна корреляционная зависимость  $N$  от основных параметров режима (например,  $N = f(t)$ ), то с помощью обобщенной кривой можно воссоздать семейство кривых, соответствующих различным режимам сушки данного материала.

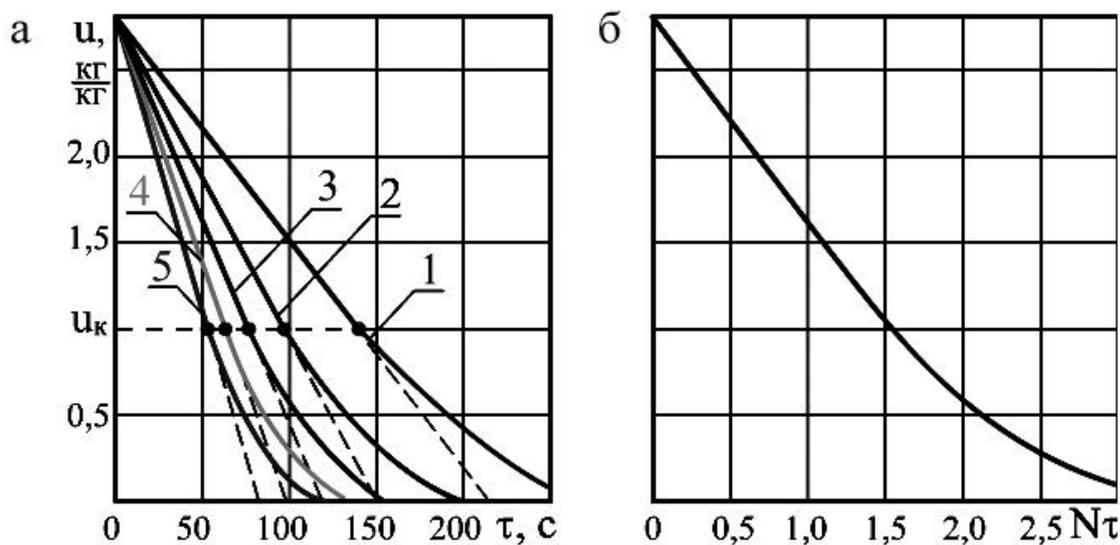


Рис. 3.6. Кинетические кривые сушки сульфатной целлюлозы по данным П. А. Жучкова [3]:

а: 1 - при  $t = 90$  °С, 2 - при  $t = 100$  °С, 3 - при  $t = 115$  °С, 4 - при  $t = 120$  °С, 5 - при  $t = 130$  °С;

б - обобщенная кривая кинетики сушки

### 3.5. Тепломассоперенос во влажных материалах

Процесс сушки влажных материалов состоит из перемещения влаги внутри материала (влагоперенос, массоперенос) и ее испарения с поверхности в окружающую среду (влагообмен, массообмен). В большинстве случаев скорость сушки существенно зависит от интенсивности перемещения влаги внутри материала.

Уравнение, описывающее перенос влаги внутри материала, имеет следующий вид

$$\dot{j}_m = - a_m \cdot \rho_c \cdot \nabla u - a_m \cdot \rho_c \cdot \delta_t \cdot \nabla t - K \cdot \nabla p \quad , \quad (3.5)$$

где  $\dot{j}_m$  - плотность потока массы, кг/(м<sup>2</sup>·ч);  $a_m$  - коэффициент влагопроводности (потенциалопроводности), м<sup>2</sup>/ч;  $\rho_c$  - плотность абсолютно сухого материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\delta_t$  - термоградиентный коэффициент, °С<sup>-1</sup>;  $K$  - коэффициент фильтрации, кг/(м·ч·Па);  $\nabla t = \partial t / \partial x$  - градиент температуры, °С/м;  $\nabla u = \partial u / \partial x$  - градиент влагосодержания, м<sup>-1</sup>;  $\nabla p = \partial p / \partial x$  - градиент давления, Па/м.

Как следует из уравнения (3.5), влага в материале перемещается под действием градиента влагосодержания, градиента температуры и градиента давления.

Что такое градиент, напомним на примере градиента температуры, который равен пределу отношения изменения температуры  $\Delta t$  к расстоянию между изотермами по нормали  $\Delta n$ . Градиент обозначается одним из следующих символов

$$\lim (\Delta t / \Delta n)_{\Delta n \rightarrow 0} = \partial t / \partial n = \text{grad } t = \nabla t \quad .$$

Температурный градиент является вектором, направленным по нормали к изотермической поверхности в сторону возрастания температуры (т. е. направлен в сторону, противоположную тепловому потоку). Знак минус перед слагаемыми уравнения (3.5) означает, что направление потока влаги противоположно положительному значению соответствующих градиентов.

Интенсивность сушки определяется не только величиной градиентов, но и коэффициентами  $a_m$  и  $\delta_t$ , которые зависят от температуры и влагосодержания материала. При влагосодержании выше критического и постоянной температуре коэффициент  $a_m$  остается примерно постоянным, что соответствует удалению капиллярной и осмотической влаги. При дальнейшем удалении влаги, когда она перемещается не только в виде жидкости, но и в виде пара,

коэффициент  $a_m$  уменьшается (рис. 3.7а,б).

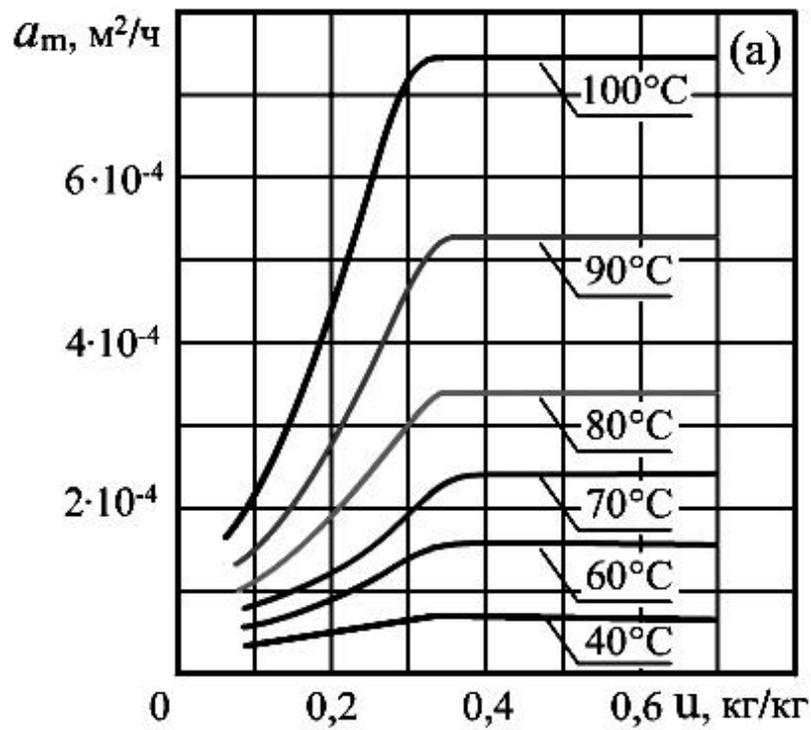


Рис. 3.7а. Зависимость коэффициента влагопроводности от влагосодержания и температуры для сосны

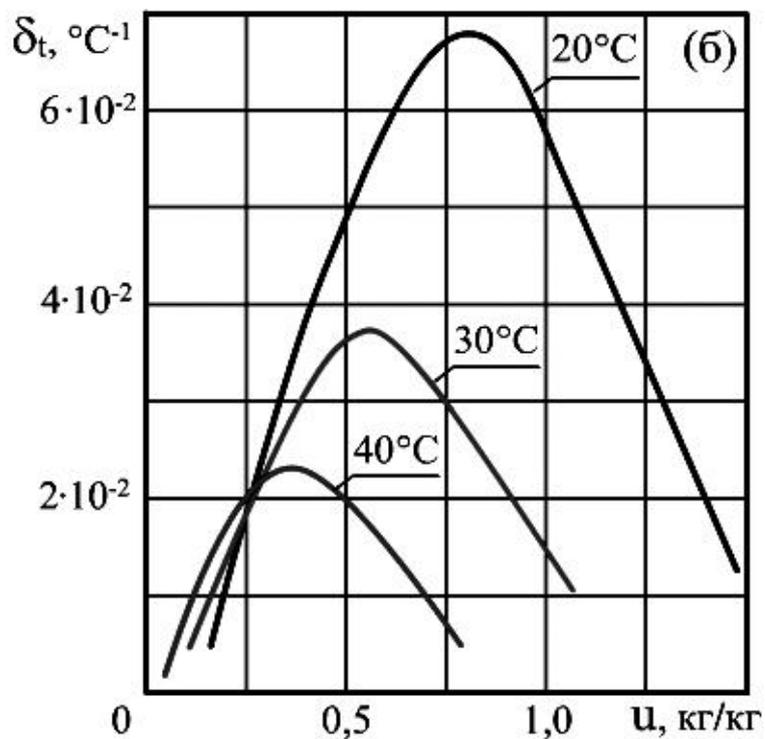


Рис. 3.7б. Зависимость термобарического коэффициента от

влажностного содержания и температуры для сосны

Коэффициент термовлагопроводности  $\delta_t$  уменьшается с повышением температуры.

Основной задачей при расчетах тепло- и влагопереноса является определение полей влажностного содержания и температуры в сечении материала (динамики сушки) в различные промежутки времени. Неравномерное распределение влажностного содержания является основной причиной объемно-напряженного состояния материала при сушке.

При нагревании тела объемно-напряженное состояние определяется неравномерным распределением температуры.

Растягивающее напряжение  $P$ , приводящее к растрескиванию или короблению материала в процессе сушки, прямо пропорционально перепаду влажностного содержания между центральным и поверхностными слоями материала  $\Delta u$

$$P = -\frac{2}{3} \frac{\beta_1 \cdot E \cdot \Delta u}{(1 + \beta_1 \cdot u_i) \cdot (1 - \mu)},$$

где  $\mu$  - коэффициент Пуассона;  $E$  - модуль упругости;  $\beta_1$  - коэффициент линейной усадки.

На рис. 3.8 показаны поля влажностного содержания  $u$  и температуры  $t$  в сечении материала при конвективной сушке в различные промежутки времени. Температура на поверхности материала растет быстрее, чем в середине, а влажностное содержание на границе оказывается меньше, чем в центре.

При высокотемпературном режиме сушки, когда температура материала больше  $100^\circ\text{C}$ , перенос влаги внутри материала осуществляется в паровой фазе под действием градиента давления.

Перемещение влаги к поверхности при низкотемпературной сушке ( $< 100^\circ\text{C}$ ) происходит под действием градиента влажностного содержания. Поток влаги под действием градиента температуры направлен внутрь материала и тормозит перемещение влаги к поверхности испарения.

При условии отсутствия градиента давления  $\partial p / \partial x = 0$  дифференциальное уравнение нестационарной влагопроводности с учетом термовлагопроводности имеет вид

$$\partial u / \partial \tau = a_m \cdot (\partial^2 u / \partial x^2 + \delta_t \cdot \partial^2 t / \partial x^2).$$

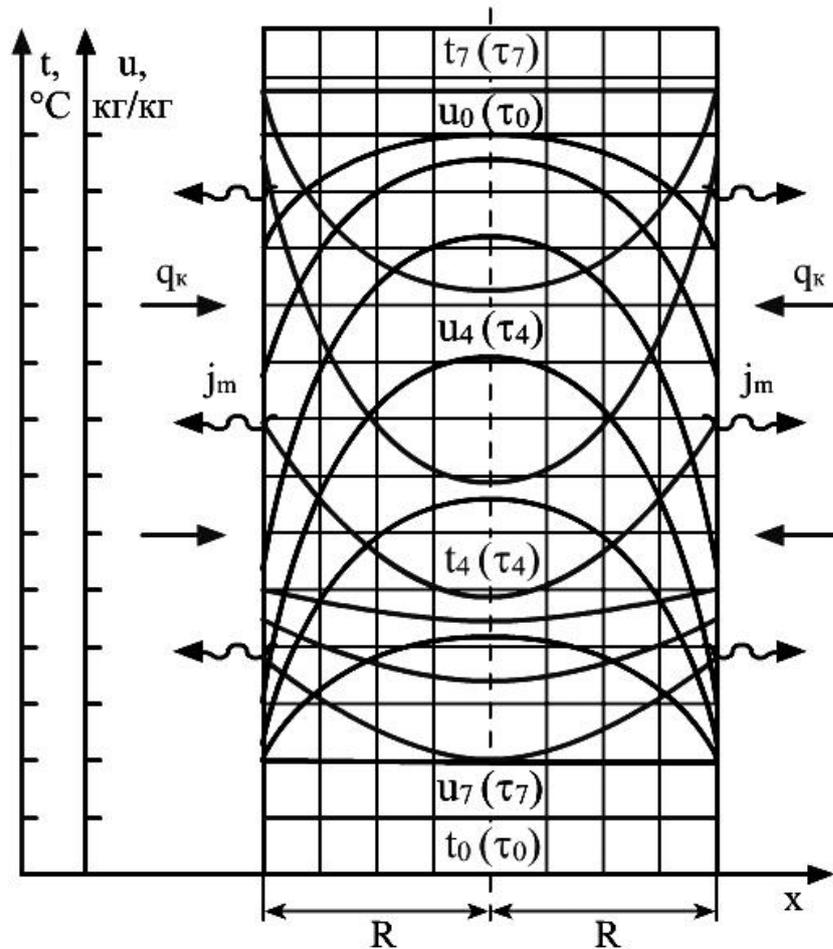


Рис. 3.8. Поля влагосодержания и температуры в сечении материала при конвективной сушке в различные промежутки времени

Аналитическое решение этого уравнения возможно при постоянных значениях коэффициентов  $a_m$  и  $\delta_t$  для параболического распределения температуры и влагосодержания

$$u_{(x)} = u_{ц} - (u_{ц} - u_{п}) \cdot x^2/R^2$$

и

$$t_{(x)} = t_{ц} - (t_{ц} - t_{п}) \cdot x^2/R^2 ,$$

где  $u_{ц}$ ,  $u_{п}$ ,  $t_{ц}$ ,  $t_{п}$  - влагосодержание и температура в центре и на поверхности материала;  $R$ - полутолщина материала.

Для расчета перепада влагосодержаний на полутолщине материала получено критериальное уравнение

$$(u_{ц} - u_{п})/(u_0 - u_p) = 0,5 \cdot Ki / (1 - Pn) ,$$

$Ki = j_m \cdot R / (a_m \cdot \rho_c \cdot u_0)$  - критерий Кирпичева;  $Pn = \delta_t \cdot (t_{ц} - t_{п}) / (u_{ц} - u_{п})$  - критерий Поснова;  $u_0$ ,  $u_p$  - начальное и равновесное влагосодержания материала.

### 3.6. Тепломассообмен с окружающей средой

Испарение влаги с поверхности материала является диффузионным процессом, возникающим под действием разности концентраций водяных паров (или парциальных давлений) у поверхности материала и в окружающем воздухе.

На рис. 3.9 условно показана схема теплообмена (с левой стороны) и массообмена (с правой стороны) при испарении влаги с поверхности материала и распределение температуры и концентрации водяных паров в тепловом и диффузионном пограничном слое, соответственно.

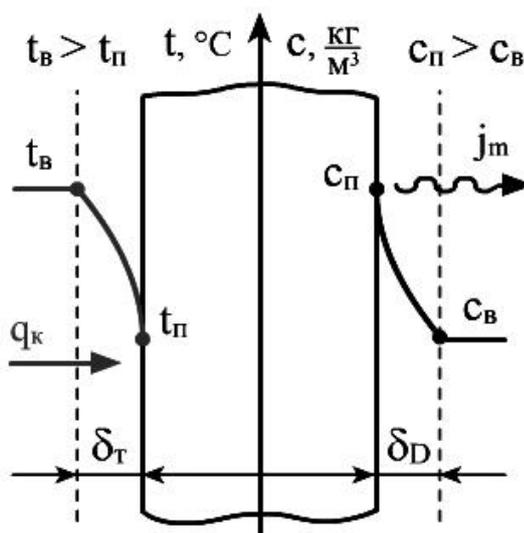


Рис.3.9. Схема тепломассообмена в процессе испарения влаги

Величина удельного теплового потока от воздуха к поверхности влажного материала определяется уравнением Ньютона-Рихмана

$$q_K = \alpha_K \cdot (t_B - t_П) ,$$

где  $\alpha_K$  - коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Коэффициент конвективной теплоотдачи рассчитывается из критерия Нуссельта

$$Nu_T = \alpha_K \cdot l / \lambda .$$

Тепловой критерий Нуссельта определяется из критериального уравнения П. А. Жучкова [3]

$$Nu_T = 0,082 \cdot Re^{0,75} \cdot Gu^{0,1} ,$$

где  $Gu = (T_c - T_M)/T_c$  - критерий Гухмана, учитывающий влияние термодинамических свойств влажного воздуха (газа) на интенсивность испарения.

Величину потока массы вещества (пара) можно определить согласно закону Фика или уравнению Дальтона

$$j_m = \alpha_m \cdot (c_{\Pi} - c_B) = \beta_p \cdot (p_{\Pi} - p_B) ,$$

где  $\beta_p = \alpha_m / (R \cdot T)$  - коэффициент массообмена, отнесенный к разности парциальных давлений, кг/(м<sup>2</sup>·ч·Па).

Диффузионный критерий Нуссельта

$$Nu_D = \alpha_m \cdot l / D$$

определяется по формуле А. В. Нестеренко [11]

$$Nu_D = 0,49 \cdot Re^{0,61} \cdot Pr_D^{0,33} \cdot Gu^{0,1} \cdot (T_c / T_m)^2 ,$$

где  $Pr = \nu / D$  - диффузионный критерий Прандтля, характеризующий физические свойства влажного газа.

Коэффициент взаимной молекулярной диффузии  $D$  определяется по следующей формуле

$$D = D_i \cdot \left( \frac{T_c}{273} \right)^{1,89} \cdot \frac{101,3}{P_A} .$$

Коэффициенты диффузии  $D_0$  при нормальных условиях ( $t = 0$  °С и барометрическом давлении  $p_0 = 101,3$  кПа) приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Значения коэффициента диффузии  $D_0$  (м<sup>2</sup>/ч) при нормальных условиях

Среда	Коэффициент диффузии, $D_0$
Воздух - водяной пар	0,0784
Воздух - пары спирта	0,0366
Воздух - пары эфира	0,0280
Воздух - пары аммиака	0,0715
Воздух - пары бензола	0,0270

На основании приведенных уравнений выполняются расчеты переноса массы вещества в различных энергетических и физико-химических процессах.

## ***Молекулярная диффузия и молярный перенос***

Диффузия представляет собой процесс выравнивания концентраций, возникающий в результате беспорядочного теплового движения частиц вещества.

Если этими частицами являются молекулы, то происходит процесс молекулярной диффузии, например, пара в воздух, но диффундировать могут и макроскопические частицы.

Если разница концентраций обусловлена разницей давлений, тогда выравнивание концентраций будет осуществляться не только за счет диффузии, но и в результате конвективных потоков вещества.

В процессе массообмена с окружающей средой одновременно с молекулярной диффузией в пограничном слое возникает молярный перенос пара и воздуха.

В процессе молекулярной диффузии пара с поверхности испарения возникает также поток воздуха, но в обратном направлении. Если пар свободно диффундирует в воздух, то поверхность жидкости для воздуха непроницаема, в результате количество сухого воздуха у поверхности увеличивается. Но поскольку барометрическое давление воздуха постоянно, то для выполнения этого условия необходимо движение всей смеси в виде молярного (конвективного) переноса. Этим конвективным движением (стефановский поток) отводятся от поверхности жидкости одновременно пар и воздух.

Внутри капиллярно-пористых тел перенос пара или воздуха происходит различными способами: молекулярным путем в виде диффузии и эффузии\* и молярным путем - фильтрационным движением парогазовой смеси внутри пористого тела под действием перепада общего давления. Перенос жидкости может происходить путем диффузии, капиллярного впитывания и фильтрационного движения в пористой среде, вызванного градиентом давления.

Молекулярный перенос в макрокапиллярах, у которых радиус  $r > 10^{-5}$  см, при изотермических условиях осуществляется за счет градиента концентрации пара.

В случае неизотермических условий перенос пара в парогазовой смеси будет происходить и под действием градиента температуры (термодиффузия пара).

---

\*Эффузия - медленное истечение газов через малые отверстия (вид диффузии).

Если в бинарной смеси существует разность давлений, то имеет место бародиффузия - молекулярный перенос компонента воздуха с более высокой молекулярной массой в область повышенного давления.

Молярный перенос влаги (видимое движение) в макрокапиллярах возникает только при наличии градиента общего давления, который, в свою очередь, возникает при больших градиентах температуры внутри тела.

### **Контрольные вопросы по главе 3**

1. Что такое влагосодержание материала?
2. Что такое относительная влажность материала?
3. Что такое равновесное влагосодержание материала?
4. Что такое адсорбционно связанная влага?
5. Какая влага, содержащаяся в материале, не замерзает при 0 °С ?
6. Что такое гигроскопическая влага?
7. Можно ли в процессе сушки удалить химически связанную воду?
8. Какая влага имеет наибольшую энергию связи с материалом?
9. В каком периоде конвективной сушки температура поверхности материала не изменяется?
10. Что такое первое критическое влагосодержание материала?
11. В каком из периодов сушки влагосодержание материала изменяется по линейному закону?
12. Какое конечное влагосодержание должен иметь материал, чтобы отсутствовал период падающей скорости сушки?
13. Какую начальную влажность должен иметь материал, чтобы отсутствовал период постоянной скорости сушки?
14. Какие материалы называют коллоидными?
15. К какому виду материалов относится картон?
16. К какому виду материалов относится древесный уголь?
17. К какому виду материалов относится тесто?
18. Что такое кинетика процесса сушки?
19. Что такое изотерма сорбции?
20. Какая влажность больше: критическая, гигроскопическая или равновесная?
21. От чего зависит критическое влагосодержание материала?
22. У каких материалов отсутствует критическое влагосодержание?
23. Что такое градиент температуры?
24. Что такое градиент влагосодержания?

25. Препятствует ли термодиффузия конвективной сушке материала?
26. Как называется количество теплоты, переносимое через единицу площади поверхности в единицу времени?
27. За счет чего будет осуществляться перенос влаги в материале при наличии градиента общего давления?
28. Под действием чего влага перемещается к поверхности испарения, когда температура материала менее  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  ?
29. От чего зависит растягивающее напряжение, приводящее к растрескиванию или короблению материала в процессе сушки?
30. Под действием чего влага перемещается к поверхности испарения, когда температура материала более  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  ?
31. Что учитывает критерий Гухмана  $Gu$  ?
32. Что характеризует критерий Рейнольдса  $Re$  ?
33. Какой из критериев ( $Nu$ ,  $Pr$  или  $Fo$ ) является определяемым в процессах конвективного теплообмена?
34. Что является основной задачей динамики сушки?
35. Как изменяется термоградиентный коэффициент  $\delta_t$  с увеличением температуры?
36. Как зависит коэффициент массопроводности  $a_m$  от температуры?
37. Что определяет критерий Писнова  $Pn$  ?
38. Чем обусловлен процесс молекулярной диффузии?
39. Что такое температурное поле?
40. Что такое температура точки росы?
41. Что такое температура смоченного термометра?
42. Когда температура по сухому термометру выше температуры смоченного термометра?
43. Что такое термовлажностное отношение или угловой коэффициент процесса?
44. Какое значение принимает угловой коэффициент в "теоретическом" процессе сушки?

## ГЛАВА 4. КОНВЕКТИВНЫЕ СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

### 4.1. Камерная сушильная установка

В технике сушки влажных материалов широкое распространение получили конвективные сушильные установки, в которых в качестве сушильного агента применяются нагретый воздух или дымовые газы. В зависимости от формы, свойств, размеров материала выбирается конструкция сушильной установки, а также режимные параметры - температура, скорость сушильного агента и направление его движения.

Камерные сушилки являются установками периодического действия, они малопроизводительны и малоэффективны, но находят широкое распространение из-за простоты конструкции и эксплуатации и более равномерного распределения влажного воздуха в объеме камеры. Они применяются, например, для сушки чая, кожи, пиломатериалов, строительных материалов.

Характерной особенностью работы таких установок является периодическая загрузка влажного и выгрузка высушенного материала, нагрев и охлаждение камеры, изменение параметров сушильного агента во времени. Циркуляция сушильного агента в камерах может быть естественной под действием разности плотностей холодного и нагретого воздуха и принудительной за счёт внешнего побудителя (вентилятора или дымососа). Циркуляция может быть организована в любом направлении. Движение сушильного агента происходит вдоль или поперек камеры, сверху вниз или снизу вверх. Применяются комбинированные схемы движения сушильного агента относительно высушиваемого материала. На рис. 4.1 приведена схема камерной сушильной установки.

Выполняются два вида теплотехнического расчета сушильных установок - конструктивный и поверочный. При проектировании новых сушильных установок выполняется конструктивный расчёт, основной задачей которого является определение геометрических размеров по известным режимным характеристикам и заданной производительности установки. Поверочный расчёт сушильных установок выполняется с целью определения производительности и сравнения её с фактическими данными, одновременно рассчитываются КПД установки, удельный расход теплоты и другие характеристики.

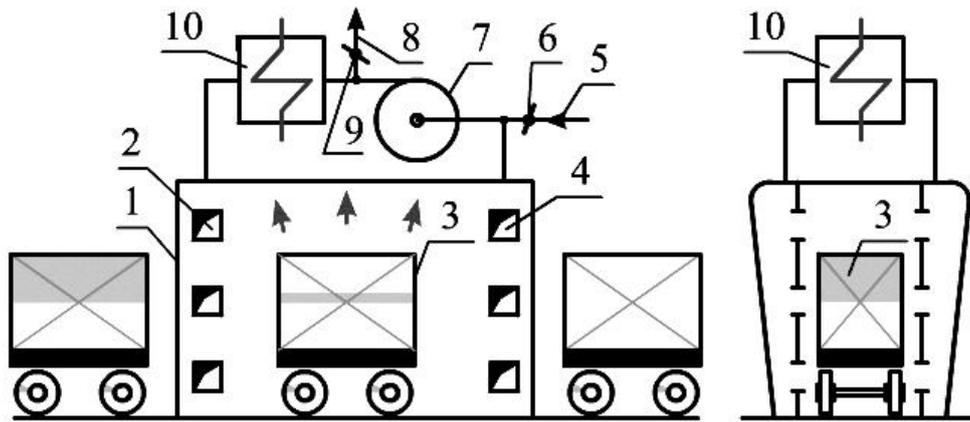


Рис.4.1. Схема камерной сушильной установки:

- 1 - ограждение камеры; 2 - воздухораспределительные отверстия;  
 3 - высушиваемый материал; 4 - всасывающие отверстия;  
 5 – свежий воздух; 6 и 9 - регулирующие клапаны; 7- нагнетающий вентилятор; 8 - отработанный воздух; 10 - калорифер

Тепловой баланс камерных сушилок периодического действия составляется для одного цикла работы установки и выражается расходом теплоты за один цикл (кДж/цикл). В общем виде уравнение теплового баланса сушильных установок имеет вид

$$Q_c + \Sigma Q_{\text{пот}} = L_v \cdot c_v \cdot (t_{v1} - t_{v2}), \quad (4.1)$$

где  $L_v$ ,  $c_v$  - массовый расход и средняя теплоемкость воздуха;  $t_{v1}$ ,  $t_{v2}$ , - температура воздуха на входе и выходе из сушильной камеры.

Расход теплоты на сушку влажного материала складывается из расхода теплоты на прогрев влажного материала  $Q_{\text{пр}}$ , расхода теплоты в периоде постоянной скорости сушки  $Q_I$  и расхода теплоты в периоде падающей скорости сушки  $Q_{II}$

$$Q_c = Q_{\text{пр}} + Q_I + Q_{II}.$$

Расход теплоты в период прогрева

$$Q_{\text{пр}} = G_{\text{сух}} \cdot (c_m + c_w \cdot u_o) \cdot (\mathcal{G}_m - \mathcal{G}_o).$$

Расход теплоты в периоде постоянной скорости сушки определяется по формуле

$$\begin{aligned} Q_I &= G_{\text{сух}} \cdot (u_o - u_k) \cdot r_1 = G_{\text{сух}} \cdot (u_o - u_k) \cdot (i_{\text{пл}} - c_w \cdot \mathcal{G}_m) = \\ &= G_{\text{сух}} \cdot (u_o - u_k) \cdot (i_o + c_{\text{II}} \cdot \mathcal{G}_m - c_w \cdot \mathcal{G}_m). \end{aligned}$$

Расход теплоты в период падающей скорости сушки

$$Q_{II} = G_{\text{сух}} \cdot [(c_M + c_w \cdot u_2) \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_M) + (u_K - u_2) \cdot r_2] = \\ = G_{\text{сух}} \cdot [(c_M + c_w \cdot u_2) \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_M) + (u_K - u_2) \cdot (i_{\text{п2}} - c_w \cdot \vartheta_2)],$$

где  $G_{\text{сух}}$  - расход материала по абсолютно сухой массе;  $c_M, c_w, c_{II}$  - теплоёмкости абсолютно сухого материала, влаги и пара;  $u_0, u_K, u_2$  - начальное, критическое и конечное влагосодержание материала;  $\vartheta_0, \vartheta_M, \vartheta_2$  - начальная температура материала, температура в периоде постоянной и падающей скорости;  $r_1, r_2$  - теплота парообразования в периоде постоянной и падающей скорости сушки.

Потери складываются из расхода теплоты на транспортные устройства, в окружающую среду и на нагревание ограждения

$$\Sigma Q_{\text{пот}} = Q_{\text{тр}} + Q_{\text{окр}} + Q_{\text{огр}}.$$

Расход теплоты на транспортные устройства

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} \cdot c_{\text{тр}} \cdot (t_{\text{тр2}} - t_{\text{тр1}}).$$

Расход теплоты в окружающую среду

$$Q_{\text{окр}} = k \cdot F_{\text{огр}} \cdot \Delta t.$$

Расход теплоты на нагревание ограждений

$$Q_{\text{огр}} = G_{\text{огр}} \cdot c_{\text{огр}} \cdot (t_{\text{огр2}} - t_{\text{огр1}}).$$

где  $G_{\text{тр}}, G_{\text{огр}}$  - масса транспортных устройств и ограждения;  $c_{\text{тр}}, c_{\text{огр}}$  - удельные теплоёмкости транспортных устройств и ограждающих элементов;  $t_{\text{тр1}}, t_{\text{огр1}}, t_{\text{тр2}}, t_{\text{огр2}}$  - начальные и конечные температуры транспортных устройств и ограждения;  $F_{\text{огр}}$  - поверхность ограждающих конструкций;  $k$  - коэффициент теплопередачи;  $\Delta t$  - температурный напор.

В уравнении (4.1) могут быть также и другие расходные статьи в зависимости от конструкции и схемы сушильной установки.

Уравнение теплового баланса сушильной установки может быть выражено в процентах (или относительных единицах), если правую и левую части уравнения (4.1) разделить на  $[L_B \cdot c_B \cdot (t_{B1} - t_{B2})]$

$$q_{\text{пр}} + q_I + q_{II} + q_{\text{тр}} + q_{\text{окр}} + q_{\text{огр}} = 100 \text{ \%}.$$

Уравнение теплового баланса может быть также выражено в удельных затратах теплоты на испарение 1 кг влаги, содержащейся в материале, если правую и левую части уравнения (4.1) разделить на  $[G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2)]$

$$q_{\text{аэ}}^{\text{оа}} = q_{\text{т0}}^{\text{оа}} + q_{\text{I}}^{\text{оа}} + q_{\text{II}}^{\text{оа}} + q_{\text{д0}}^{\text{оа}} + q_{\text{тд0}}^{\text{оа}} + q_{\text{та0}}^{\text{оа}}, \text{ кДж / кг влаги.} \quad (4.2)$$

Если же отнести расходы теплоты к производительности установки  $G_{\text{сух}}$ , то тогда получим удельные расходы, отнесённые к единице выпускаемой продукции

$$q'_{\text{прод}} = q'_{\text{пр}} + q'_{\text{I}} + q'_{\text{II}} + q'_{\text{тр}} + q'_{\text{окр}} + q'_{\text{огр}}, \text{ кДж / кг продукции.}$$

#### 4.2. Конвективная установка непрерывного действия для сушки ленточных и листовых материалов

В целлюлозно - бумажной промышленности конвективные сушильные установки непрерывного действия применяются для сушки древесноволокнистых плит, целлюлозы, картона, бумаги и других материалов. На рис. 4.2 приведена схема конвективной сушильной установки ленточного типа, в которой материал подаётся в верхнюю часть сушилки, затем последовательно огибает несколько направляющих валиков и выходит с противоположной стороны.

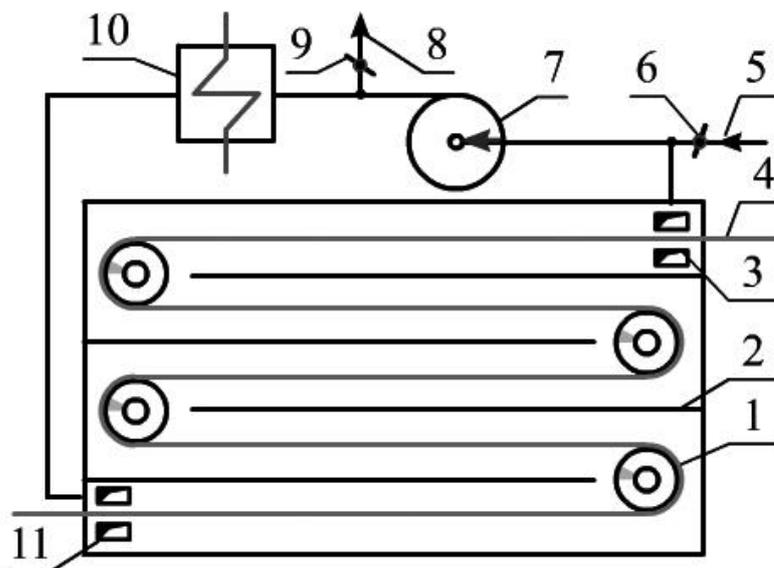


Рис. 4.2. Схема конвективной сушильной установки непрерывного действия:

1 - направляющие валики; 2 - направляющие перегородки для воздуха; 3 - всасывающие воздуховоды; 4 - высушиваемый материал; 5 - свежий воздух; 6 и 9 - регулирующие клапаны; 7 - нагнетающий вентилятор; 8 - отработанный воздух; 10 - калорифер; 11 - воздухораспределительные отверстия

Нагретый в калорифере воздух подаётся в воздухо-распределительные устройства, обтекает материал продольным потоком и выходит через всасывающие воздуховоды снова в циркуляционную систему. Направление движения материала и воздуха может быть противоточным или прямоточным.

Тепловой расчёт сушильных установок производится с целью определения их габаритов для получения необходимой конечной влажности материала при заданных параметрах воздуха и материала. Часовая производительность установки определяется по формуле

$$G_{\text{сух}} = 60 \cdot b_{\text{п}} \cdot w_{\text{п}} \cdot P_{\text{сух}}, \text{ кг/ч},$$

где  $b_{\text{п}}$  - ширина полотна, м;  $w_{\text{п}}$  - скорость движения полотна, м/мин;  $P_{\text{сух}}$  - масса  $1\text{ м}^2$  сухого полотна,  $\text{кг/м}^2$ .

Расход воздуха для ассимиляции испарившейся влаги определяется как

$$L_{\text{в}} = 1000 \cdot G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2) / (d_2 - d_0), \text{ кг/ч},$$

где  $u_0, u_2$  - начальное и конечное влагосодержание материала,  $\text{кг/кг}$ ;  $d_0, d_2$  - влагосодержание воздуха по I-d диаграмме,  $\text{г/кг}$ .

Тепловой расчёт тепломассообменных, в том числе сушильных, установок для ленточных и листовых материалов производится в основном по двум формулам: уравнению теплового баланса и уравнению теплообмена, считая, что  $Q_{\text{б}} = Q_{\text{т}}$ .

Количество теплоты, необходимое для сушки влажного материала и рассчитанное по уравнению теплового баланса

$$Q_{\text{б}} = G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2) \cdot q_{\text{вл}}^{\text{уд}} \approx G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2) \cdot \bar{r}, \text{ кДж/ч}. \quad (4.3)$$

Величина  $q_{\text{вл}}^{\text{уд}}$  определяется по формуле (4.2). Количество теплоты, необходимое для сушки влажного материала и определённое из уравнения теплообмена

$$Q_{\text{т}} = 2 \cdot 3,6 \cdot \alpha_{\text{к}} \cdot b_{\text{п}} \cdot l_{\text{п}} \cdot (\bar{t}_{\text{а}} - \bar{\vartheta}_1), \text{ кДж/ч}, \quad (4.4)$$

где  $\alpha_{\text{к}}$  - конвективный коэффициент теплоотдачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\bar{t}_{\text{в}}$  - средняя температура воздуха,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $\bar{\vartheta}_{\text{м}} = 0,5 \cdot (\vartheta_0 + \vartheta_2)$  - средняя температура полотна,  $^{\circ}\text{C}$ ;  $b_{\text{п}}, l_{\text{п}}$  - ширина и длина полотна, м; коэффициент 2 учитывает двустороннюю поверхность испарения; коэффициент 3,6 служит для перевода Вт в кДж/ч.

Коэффициент теплоотдачи определяется из критериального уравнения, полученного при сушке влажного картона в продольном потоке воздуха

$$Nu_T = 0,07 \cdot Re^{0,75}.$$

Теплообменный критерий Нуссельта

$$Nu_\delta = \frac{\alpha_\epsilon \cdot l}{\lambda},$$

где  $l$  - определяющий размер полотна, м;  $\lambda$  - теплопроводность воздуха, Вт/(м · К).

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{w \cdot l}{\nu},$$

где  $w$  - скорость потока воздуха, м/с;  $\nu$  - кинематическая вязкость воздуха, м<sup>2</sup>/с.

Из уравнений (4.3) и (4.4) следует, что длина материала, находящегося в сушильной установке

$$l_i = \frac{G_{\text{п\ddot{o}o}} \cdot (u_1 - u_2) \cdot q_{\text{a\ddot{e}}}^{\text{о\ddot{a}}}}{2 \cdot 3,6 \cdot \alpha_\epsilon \cdot b_i \cdot (\bar{t}_a - \bar{g}_i)} \approx \frac{G_{\text{п\ddot{o}o}} \cdot (u_1 - u_2) \cdot \bar{r}}{2 \cdot 3,6 \cdot \alpha_\epsilon \cdot b_i \cdot (\bar{t}_a - \bar{g}_i)},$$

где  $\bar{r}$  - скрытая теплота парообразования при средней температуре в сушильной камере, кДж/кг.

Длину сушильной камеры рассчитывают в зависимости от количества ярусов, по которым перемещается материал.

### 4.3. Конвективная установка с сопловым обдувом

В конвективной установке с сопловым обдувом струи нагретого воздуха направляются перпендикулярно к поверхности высушиваемого материала. Сопловые сушильные установки обладают высокой интенсивностью испарения влаги, однако при этом у них большие затраты электроэнергии на циркуляцию воздуха и создание избыточного давления в сопловых камерах. На рис. 4.3 приведена схема сопловой установки для сушки обоев. Она состоит из верхней и нижней сопловых камер, в которые подаётся нагретый воздух с помощью вентилятора. Нагретый воздух в виде плоских струй вытекает через щелевидные сопла перпендикулярно поверхности материала. После соприкосновения с материалом воздух возвращается во всасывающие воздуховоды, при этом часть

отработанного воздуха возвращается в циркуляционную систему, а часть выбрасывается в атмосферу.

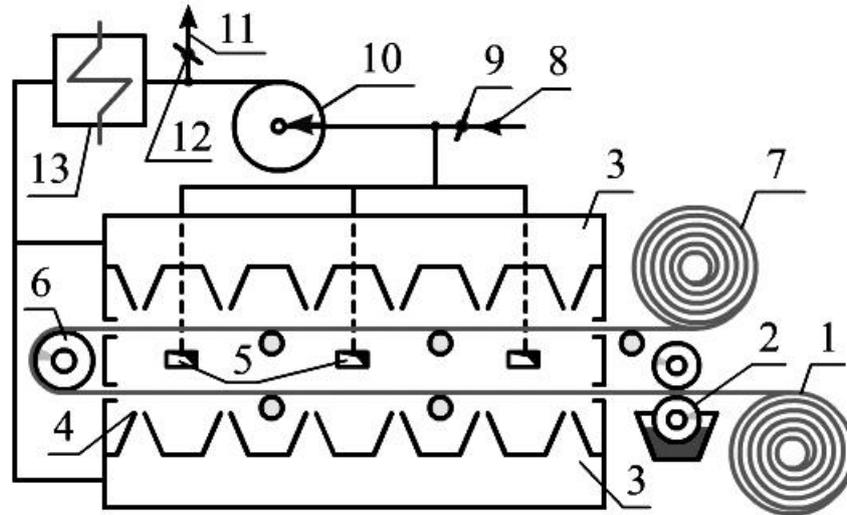


Рис. 4.3. Сопловая установка для сушки обоев:

- 1 - рулон бумаги; 2 - узел нанесения краски; 3 – сопловые камеры;
- 4 - сопло; 5 - отверстия для удаления отработавшего воздуха;
- 6 - поворотный вал; 7 - накат для обоев; 8 - свежий воздух;
- 9 и 12 - регулирующие клапаны; 10 - вентилятор; 11 - отработанный воздух; 13 - калорифер

Принцип действия конвективных сопловых установок основан на применении изотермических струй, вытекающих из сопел круглой или плоской формы. На рис. 4.4 показано поле скоростей при изменении плоской струи, набегающей на полотно бумаги. Струя, вытекающая из сопла, ударяется о поверхность бумаги и растекается в противоположные стороны, обтекая материал в продольном направлении.

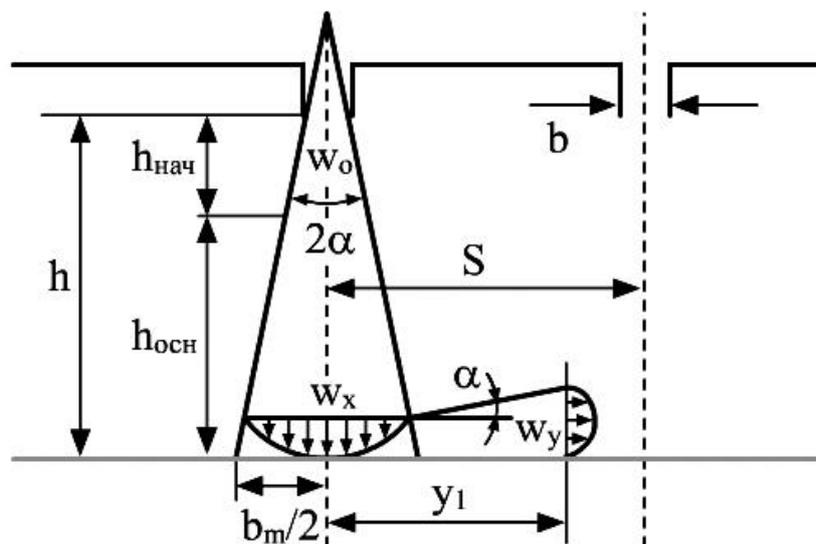


Рис. 4.4. Схема струи воздуха, набегающей на полотно

Участок струи, на котором сохраняется скорость истечения из сопел, носит название начального участка. Скорость струи на начальном участке  $w_0$  рассчитывается по известному напору воздуха в сопловой камере

$$w_0 = \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot p_i}{\rho_a}} = \frac{L_a}{3600 \cdot \rho_a \cdot f_{\text{соп}}}, \text{ м/с},$$

где  $p_0$  - напор воздуха в сопловой камере, Па;  $\rho_b$  - плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>;  $\mu$  - коэффициент сопротивления при истечении воздуха из соплового аппарата,  $\mu = 0,98 - 0,99$ ;  $L_b$  - массовый расход воздуха через сопла, кг/ч;  $f_{\text{соп}}$  - живое сечение всех сопел, м<sup>2</sup>.

Для круглых сопел живое сечение

$$f_{\text{соп}} = \pi \cdot d^2 \cdot n_c / 4.$$

Для плоских сопел живое сечение

$$f_{\text{соп}} = B_c \cdot b_c \cdot n_c,$$

где  $n_c$  - число сопел;  $B_c$  - ширина сопловой камеры, м;  $b_c$  - ширина сопла, м;  $d$  - диаметр сопла, м.

По мере удаления струи от среза сопел скорость воздуха постепенно снижается за счёт трения в неподвижном окружающем воздухе и возникновения дополнительных потоков. Затухание скорости по оси основного участка изотермической струи выражается следующими формулами:

- для плоской струи

$$W_m = \frac{1,2 \cdot W_0}{\sqrt{\frac{2 \cdot a \cdot h}{b} + 0,41}}, \text{ м/с},$$

где  $a$  - коэффициент турбулентности струи,  $a = 0,1 - 0,11$ ;  $b$  - ширина сопла, м;  $h$  - расстояние от среза сопел до полотна бумаги, м;

- для круглой струи

$$W_m = \frac{0,96 \cdot W_0}{\frac{2 \cdot a \cdot h}{d} + 0,29}, \text{ м/с},$$

где  $d$  - диаметр сопла, м.

У поверхности материала скорость движения воздуха (для основного участка) равна среднеквадратичной скорости

$$w_x = 0,7 \cdot w_m, \text{ м/с}.$$

На основании проведённых исследований по сушке бумаги с применением различных типов сопловых камер получено уравнение для определения коэффициента конвективной теплоотдачи

$$\alpha_{\text{н}} = 0,0814 \cdot \frac{\lambda}{S} \cdot \left( \frac{W_x \cdot S}{\nu} \right)^{0,75}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}),$$

где  $\lambda$  - теплопроводность воздуха, Вт/(м · К);  $S$  - шаг между соплами, м;  $\nu$  - кинематическая вязкость воздуха у поверхности бумажного полотна, м<sup>2</sup>/с;  $W_x$  - средняя квадратичная скорость воздуха у поверхности бумажного полотна, м/с.

Количество влаги, испарившейся в результате применения сопловой установки, можно рассчитать по формуле

$$M_{\text{вл}} = 3,6 \cdot \alpha_c \cdot F \cdot (t_b - \vartheta_0) / r, \text{ кг}/\text{ч},$$

где  $F$  - площадь обдуваемой поверхности бумажного полотна, м<sup>2</sup>;  $t_b$  - температура воздуха, °С;  $\vartheta_0$  - средняя температура бумажного полотна, °С;  $r$  - теплота фазового превращения, кДж/кг.

#### **4.4. Ленточная установка для сушки кусковых и волокнистых материалов**

Сушильные установки ленточного типа применяются для сушки мелкокусковых и волокнистых материалов в движущемся слое. В качестве транспортера применяется плетеная металлическая сетка или перфорированная штампованная лента (рис. 4.5).

Материал движется в виде слоя, расположенного на транспортере 1. Над слоем установлены ворошители 2. Воздух, нагреваемый в калорифере 6, центробежным вентилятором 7 нагнетается в раздающий короб 8 и фильтруется далее через слой материала 4 сверху вниз. Отработанный воздух частично удаляется в атмосферу, а частично возвращается через окна 3 на рециркуляцию. Свежий воздух подсасывается через окно 5. Высота слоя  $h_0$  высушиваемого материала составляет 0,1 - 0,5 м. Скорость фильтрации воздуха (газа)  $w_f$  зависит от структуры слоя и находится в пределах от 0,5 до 2 м/с.

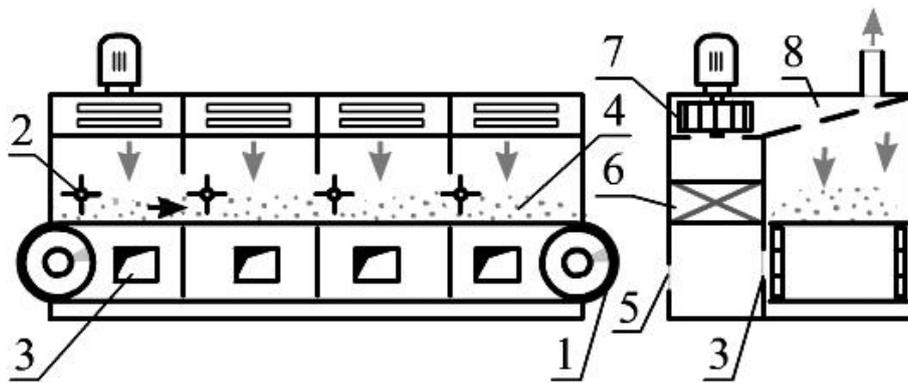


Рис. 4.5. Ленточная сушильная установка для сушки кусковых и волокнистых материалов в движущемся слое:  
 1 - транспортер; 2 - ворошитель; 3 - всасывающие окна; 4 - слой материала; 5 - свежий воздух; 6 - калорифер; 7 - вентилятор; 8 - раздающий короб

Тепловой расчёт установки ленточного типа производится с целью определения конструктивных характеристик по известным режимным параметрам. Так, расход сушильного агента  $L_c$  (кг/ч) определяется по следующей формуле

$$L_c = \frac{Q_c}{c_{\hat{a}} \cdot (t_{\hat{a}1} - t_{\hat{a}2})},$$

где  $c_{\hat{a}}$  - средняя теплоёмкость сушильного агента, кДж/(кг · К);  $Q_c$  - количество теплоты, необходимое для сушки влажного материала, кДж/ч;  $t_{\hat{a}1}$ ,  $t_{\hat{a}2}$  - температура сушильного агента на входе в сушильную камеру и на выходе из неё, °С.

Площадь слоя в плоскости, перпендикулярной потоку газа

$$F_M = L_c / (3600 \cdot w_f \cdot \rho_v),$$

где  $\rho_v$  - плотность воздуха, кг/м<sup>3</sup>.

Расход теплоты на испарение влаги определяется из уравнения теплового баланса

$$Q_c = G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2) \cdot \bar{r} = l_{\text{сл}} \cdot b_{\text{сл}} \cdot h_{\text{сл}} \cdot \rho_{\text{нм}} \cdot (u_0 - u_2) \cdot \bar{r} / \tau_{\text{суш}}, \quad (4.5)$$

где  $h_{\text{сл}}$  и  $b_{\text{сл}}$  - толщина и ширина слоя материала, м;  $\rho_{\text{нм}}$  - насыпная плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $\tau_{\text{суш}}$  - длительность сушки, ч.

Уравнение теплообмена имеет вид

$$Q_c = 3,6 \cdot \alpha_v \cdot h_{cl} \cdot F_M \cdot \Delta t, \quad (4.6)$$

где  $\alpha_v$  - объемный коэффициент конвективного теплообмена, Вт/(м<sup>3</sup> · К);  $\Delta t$  - средний температурный напор в слое материала, °С.

Из совместного решения уравнений (4.5) и (4.6) определим длину слоя установки ленточного типа

$$l_{\bar{n}\bar{e}} = \frac{3,6 \cdot \alpha_v \cdot F_i \cdot \Delta t \cdot \tau_{\bar{n}}}{b_{\bar{n}\bar{e}} \cdot h_{\bar{n}\bar{e}} \cdot \rho_{\bar{n}} \cdot (u_{\bar{1}} - u_{\bar{2}}) \cdot \bar{r}}.$$

Средний температурный напор в слое определяется по следующей формуле

$$\Delta t = \frac{(t_{\hat{a}1} - \mathcal{G}_1) - (t_{\hat{a}2} - \mathcal{G}_2)}{\ln \frac{(t_{\hat{a}1} - \mathcal{G}_1)}{(t_{\hat{a}2} - \mathcal{G}_2)},$$

где  $\mathcal{G}_0, \mathcal{G}_2$  - температура материала в начале и в конце сушки.

#### 4.5. Аэрофонтанная сушильная установка

Аэрофонтанные установки применяются для сушки сыпучих материалов: песка, зерна, целлюлозы, корьевых отходов и др. Особенность их работы заключается в том, что восходящая струя воздуха (или газа) в центре конуса увлекает частицы материала, которые, достигнув определенной высоты, возвращаются вниз вдоль стенок конусной части, напоминая траекторию полета капли в фонтане.

На рис. 4.6 показана схема одноступенчатой аэрофонтанной установки, состоящей из топки для получения высокотемпературных дымовых газов (4), камеры смешения (6), аэрофонтанной сушилки (2) и циклона (7). Имеются также схемы, в которых в качестве сушильного агента применяется нагретый воздух или отработавшие в котельном агрегате дымовые газы.

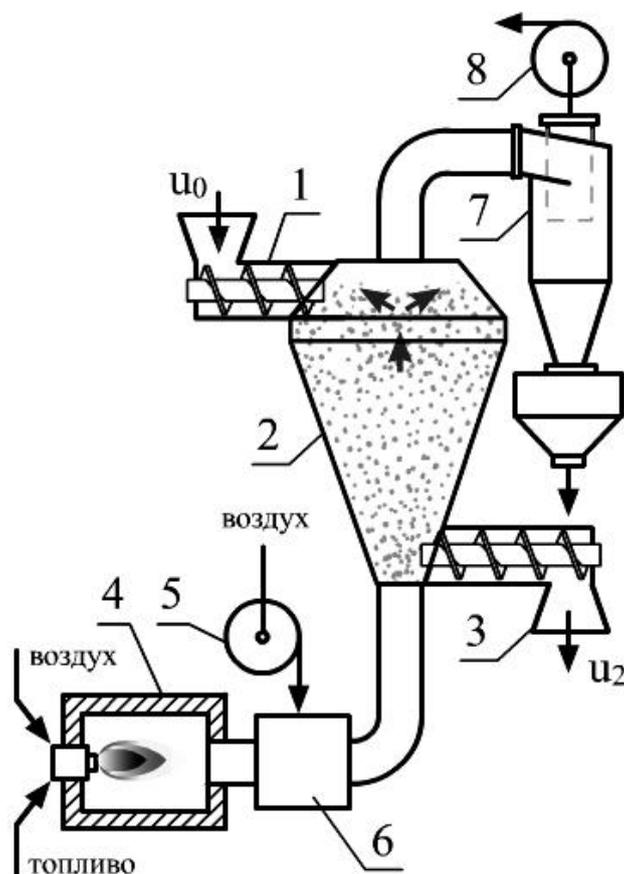


Рис. 4.6. Аэрофонтанная установка:

- 1 - подача влажного материала; 2 - корпус сушилки (рюмка);  
 3 - разгрузка сухого материала; 4 - топка; 5 - дутьевой  
 вентилятор; 6 - камера смешения; 7 - циклон; 8 - дымосос;  
 $u_0$ ,  $u_2$  – начальное и конечное влагосодержание материала

Преимущество таких сушилок по сравнению с пневматическими трубами-сушилками заключается в том, что сушимый материал, многократно циркулируя в установке, может находиться там до тех пор, пока не приобретет необходимую влажность (т.е. конечную влажность материала можно регулировать), после чего питателем сухого материала подается потребителю.

Интерес представляют аэрофонтанные многоконусные сушилки, отличающиеся от одноконусных большим временем сушки материала. Схема такой ступенчатой аэрофонтанной сушилки, используемой для сушки древесных опилок, показана на рис. 4.7.

Часто аэрофонтанные сушилки комбинируют с другими типами сушилок, например, с сушилками кипящего слоя.

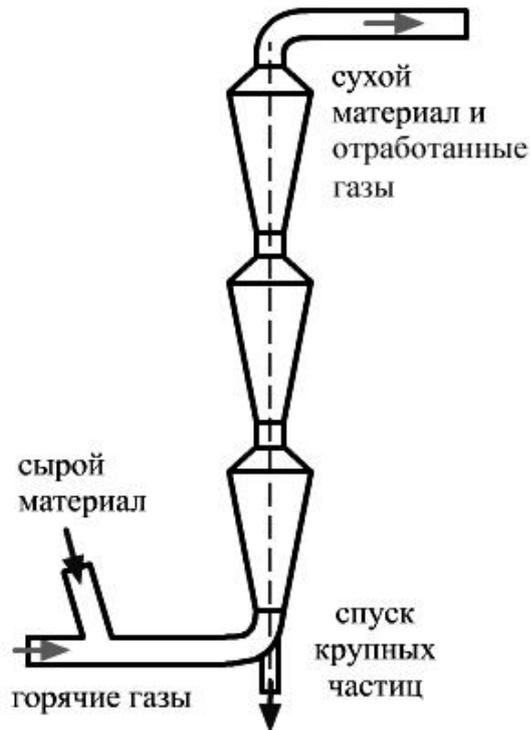


Рис. 4.7. Ступенчатая сушилка

#### 4.6. Сушильная установка с кипящим слоем

На рис. 4.8 приведена схема установки для сушки влажных материалов, оборудованной камерой с кипящим слоем. Основным узлом в камерах кипящего слоя является система воздухо-распределения (решетка), состоящая из колпачков различной конфигурации, основным назначением которых является равномерное распределение потока подаваемого под решетку воздуха или газа со скоростью, обеспечивающей псевдоожижение слоя.

Причина образования кипящего слоя заключается в следующем. Если через неподвижный слой твердых частиц, лежащих на решетке, пропускать снизу вверх поток газа или воздуха, при этом увеличивая его скорость, то постепенно весь слой перейдет во взвешенное состояние. Он возрастет в объеме, в нем будет происходить интенсивное перемешивание частиц, как бы "кипение", которое способствует улучшению теплообмена. При дальнейшем увеличении скорости слой разрушается, твердые частицы уносятся потоком газа.

Скорость газа, при которой начинается кипение слоя, называется критической  $w_{кр}$ . Скорость газа, при которой происходит разрушение слоя, называется скоростью уноса  $w_{ун}$  или скоростью витания.

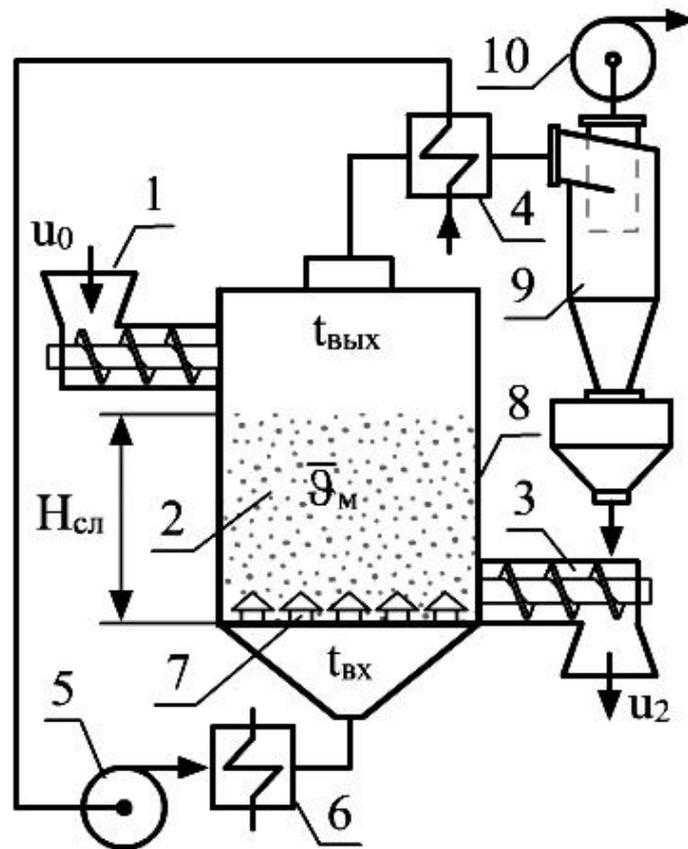


Рис. 4.8. Установка с кипящим слоем:

1 - подача влажного материала; 2 - кипящий слой; 3 - разгрузка сухого материала; 4 - теплоуловитель; 5 - воздуходувка; 6 - калорифер; 7 - воздухораспределительные колпачки; 8 - сушильная камера; 9 - циклон; 10 - дымосос;  $u_0$  и  $u_2$  - начальное и конечное влагосодержание материала

При определении габаритов установки с кипящим слоем рассчитывают высоту слоя

$$H_{сл} = \frac{c_{\Gamma} \cdot L_{сг} \cdot \varphi_s \cdot d_{эк}}{6 \cdot \alpha \cdot (1 - \varepsilon) \cdot F_p} \cdot \ln \left( \frac{t_{вх} - \bar{g}_M}{t_{вых} - \bar{g}_M} \right),$$

где  $\varphi_s = F_{сф} / F_M$  - коэффициент формы частицы. Для шара  $\varphi_s < 1$  (коэффициент формы частицы определяется опытным путем);  $d_{эк}$  - эквивалентный диаметр частицы

$$d_{эк} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot V_M}{\pi}}.$$

Коэффициент конвективного теплообмена определяется из критериальной зависимости

$$Nu = 1,6 \cdot 10^{-2} \cdot \left( \frac{Re}{\varepsilon} \right)^{1,3} \cdot Pr^{0,33} \quad \text{при } Re < 200$$

или

$$Nu = 0,4 \cdot \left( \frac{Re}{\varepsilon} \right)^{0,67} \cdot Pr^{0,33} \quad \text{при } Re > 200 ,$$

где  $Nu = \alpha \cdot d_{эк} / \lambda_{г}$ ,  $Pr = \nu_{г} / a = \nu_{г} \cdot c_{г} \cdot \rho_{г} / \lambda_{г}$  .

Важнейшей характеристикой слоя твердых частиц является порозность - это отношение пустот между частицами в слое к объему слоя (рис. 4.9)

$$\varepsilon_0 = (V_0 - V_M) / V_0 = 1 - \rho_{нс} / \rho_M ,$$

где  $\rho_{нс} = G_M / V_0$  - насыпная плотность материала, кг/м<sup>3</sup>;  $V_M$  - объем, занимаемый материалом, м<sup>3</sup>;  $V_0$  - объем сосуда, м<sup>3</sup> .

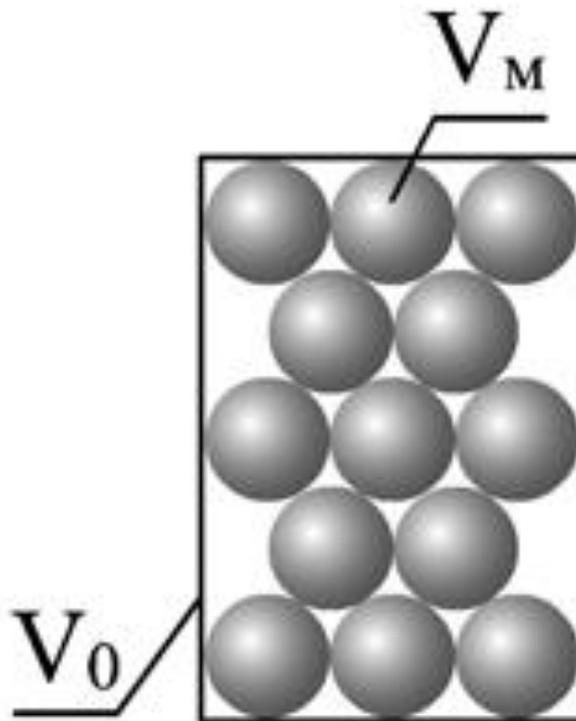


Рис. 4.9. К определению порозности слоя

Для неподвижного слоя шаровых частиц одинакового диаметра порозность составляет приблизительно 0,4 независимо от диаметра частиц. Для взвешенного слоя порозность с увеличением расхода газа будет повышаться, так как объем взвешенного слоя возрастет. Среднюю порозность кипящего слоя можно определить по уравнению О. М. Тодеса и З. Б. Розенбаума [8]

$$\varepsilon_i = \left( \frac{18 \cdot Re + 0,36 \cdot Re^2}{Ar} \right)^{0,21}.$$

При скорости уноса  $w_{ун}$  порозность  $\varepsilon = 1$ . Таким образом, взвешенный слой шаровых частиц одного диаметра может существовать в пределах от 0,4 ( $w_{\phi} = w_{кр}$ ) до 1,0 ( $w_{\phi} = w_{ун}$ ). С некоторым приближением это можно принять и для частиц, имеющих форму многогранника.

В гидравлике взвешенного слоя очень удобной для расчетов и наглядной является графическая зависимость между критериями Лященко и Архимеда при значениях  $\varepsilon$ , соответствующих области существования кипящего слоя шаровых частиц (рис. 4.10).

Критерий Лященко определяется по формуле

$$Ly = \frac{W_{\phi}^3 \cdot \rho_{\bar{a}}}{v_{\bar{a}} \cdot (\rho_i - \rho_{\bar{a}}) \cdot g},$$

где  $v_r$  - вязкость газов,  $m^2/c$ ;  $w_{\phi}$  - фиктивная скорость газа, равная отношению объемного расхода газа к сечению решетки  $w_{\phi} = V_{сг}/F_p$ ,  $m/c$ .

Критерий Архимеда определяется по формуле

$$Ar = \frac{d_{\bar{a}}^3 \cdot (\rho_i - \rho_{\bar{a}}) \cdot g}{v_{\bar{a}}^2 \cdot \rho_{\bar{a}}}.$$

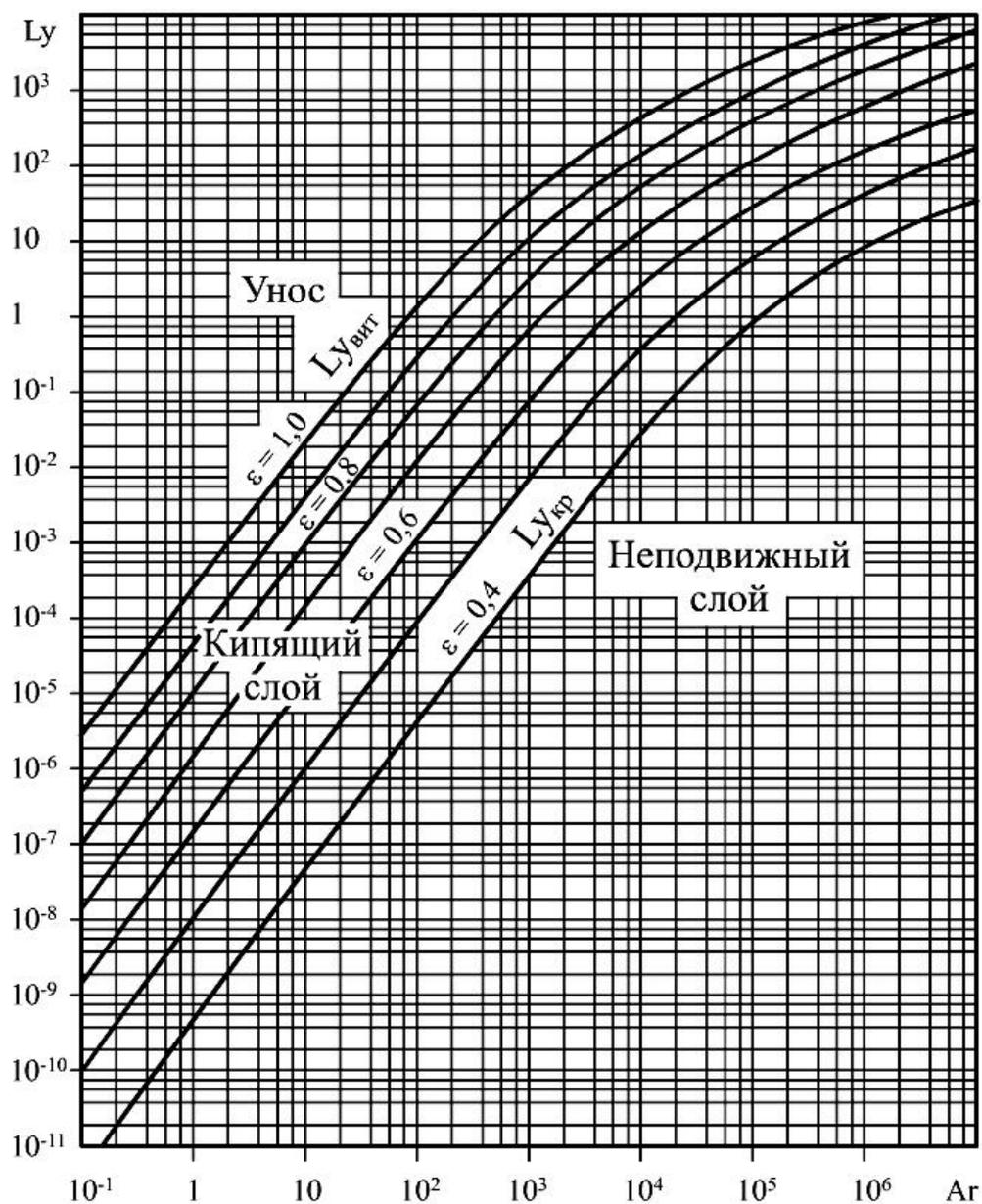


Рис. 4.10. Зависимость между критериями Лященко и Архимеда

#### 4.7. Пневматическая сушильная установка (труба-сушилка)

Для сушки мелкозернистых материалов во взвешенном состоянии применяются пневматические установки, принцип действия которых основан на перемещении влажного материала совместно с потоком нагретого воздуха или продуктов сгорания. На рис. 4.11 показана схема пневматической сушильной установки, которая состоит из трубы-сушилки, циклона, дымососа, питателя влажного материала.

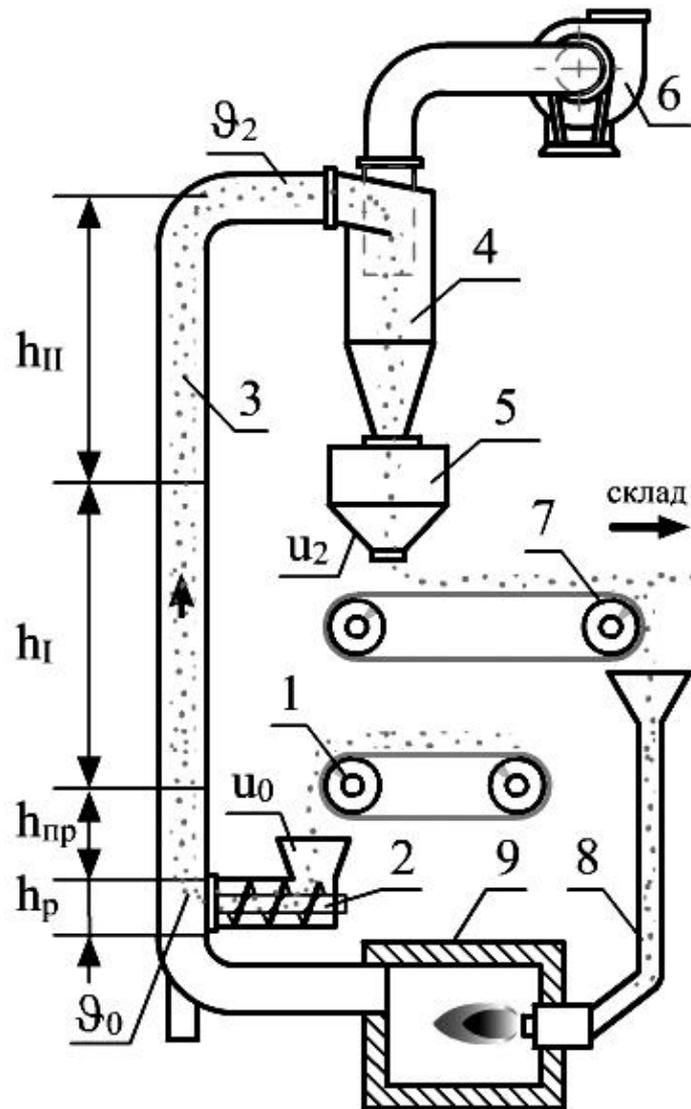


Рис. 4.11. Труба-сушилка:

1 - подача влажного материала; 2 - питатель; 3 - труба-сушилка; 4 - циклон; 5 - бункер для сухого материала (топлива); 6 - дымосос; 7 - транспортер для сухого материала (топлива); 8 - линия топливоподачи; 9 - топка;  $h_p$ ,  $h_{pr}$ ,  $h_I$ ,  $h_{II}$  - участки разгона, прогрева, первого и второго периодов сушки;  $\theta_0$ ,  $u_0$  и  $\theta_2$ ,  $u_2$  - начальные и конечные температура и влагосодержание материала

Влажный материал (или топливо) питателем подаётся в трубу-сушилку, подхватывается потоком газа и перемещается по трубе-сушилке, в циклоне происходит разделение твёрдой фазы и газа. Продукты сгорания выбрасываются в атмосферу, а подсушенный материал направляется для дальнейшего использования.

На таком же принципе основана подсушка топлива в шахтно-мельничных установках, в которых после размельчения в мельницах частички влажного топлива подхватываются нагретым потоком первичного воздуха и направляются в топку.

В основе расчёта аэродинамики пневматических сушильных установок лежит определение скорости витания частиц материала  $w_{\text{вит}}$ . Рассмотрим, что же это такое.

На одиночную твердую частицу, находящуюся в направленном вверх потоке газа или жидкости, действуют: сила тяжести  $G$ , подъемная (Архимедова) сила  $A$  и сила динамического давления потока  $P$  (рис. 4.12).

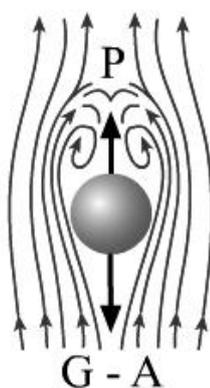


Рис. 4.12. Силы, действующие на твердую частицу в направленном вверх потоке среды

Для шаровой частицы диаметром  $d_m$

$$G = \frac{\pi \cdot d_i^3}{6} \cdot \rho_i \cdot g ;$$

$$A = \frac{\pi \cdot d_i^3}{6} \cdot \rho_{\text{пд}} \cdot g ;$$

$$P = \xi_{\text{âèð}} \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot \frac{w_{\text{âèð}}^2 \cdot \rho_{\text{пд}}}{2} ,$$

где  $\rho_m$ ,  $\rho_{\text{ср}}$  - плотности материала и среды, кг/м<sup>3</sup>;  $w_{\text{вит}}$  - скорость потока (скорость витания), м/с;  $\xi_{\text{вит}}$  - безразмерный коэффициент лобового сопротивления частицы, зависящий от режима течения среды.

Если  $G - A > P$ , частица будет опускаться вниз, если  $G - A < P$ , частица будет уноситься потоком вверх. При  $G - A = P$ , когда все силы, действующие на частицу, уравновешены, частица будет

находиться в потоке во взвешенном состоянии, будет в нем "витать". Скорость среды, при которой достигается такое взвешенное состояние частицы, называется скоростью витания.

В начале трубы частицы материала со скоростью, равной нулю, подхватываются потоком газа и увеличивают свою скорость до скорости установившегося движения. Этот участок называется разгонным участком ( $h_p$ ). В конце разгонного участка частицы материала приобретают скорость, определяемую из условия равенства силы тяжести и сопротивления среды

$$\frac{\pi \cdot d_1^3}{6} \cdot (\rho_i - \rho_{\text{н\ddot{o}}}) \cdot g = \xi_{\text{\ddot{a}e\ddot{o}}} \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \frac{w_{\text{\ddot{a}e\ddot{o}}}^2 \cdot \rho_{\text{н\ddot{o}}}}{2} \quad (4.7)$$

Из уравнения (4.7) определяется скорость витания  $w_{\text{в\text{ит}}}$  частиц материала

$$w_{\text{\ddot{a}e\ddot{o}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot g \cdot (\rho_i - \rho_{\text{н\ddot{o}}}) \cdot d_1}{3 \cdot \rho_{\text{н\ddot{o}}} \cdot \xi_{\text{\ddot{a}e\ddot{o}}}}$$

Задача теплового расчёта пневматических установок заключается в определении диаметра и высоты трубы-сушилki. Приведем упрощенную методику теплового расчета пневматической сушильной установки [10].

Расход теплоты на сушку материала складывается из расхода теплоты на прогрев влажного материала, расхода теплоты в I периоде сушки и расхода теплоты во II периоде сушки

$$Q_c = Q_{\text{пр}} + Q_I + Q_{II}$$

Расход теплоты в период прогрева равен

$$Q_{\text{пр}} = G_{\text{сух}} \cdot (c_m + c_w \cdot u_o) \cdot (\mathcal{G}_m - \mathcal{G}_o)$$

Расход теплоты в I периоде сушки определяется по формуле

$$Q_I = G_{\text{сух}} \cdot (u_o - u_k) \cdot r_1$$

Расход теплоты во II периоде сушки

$$Q_{II} = G_{\text{сух}} \cdot [(c_m + c_w \cdot u_2) \cdot (\mathcal{G}_2 - \mathcal{G}_m) + (u_k - u_2) \cdot r_2],$$

где  $G_{\text{сух}}$  - расход материала по абсолютно сухой массе;  $c_m, c_w, c_{II}$  - теплоёмкости абсолютно сухого материала, влаги и пара;  $u_o, u_k, u_2$  - влагосодержание материала начальное, критическое и конечное;  $\mathcal{G}_o, \mathcal{G}_m, \mathcal{G}_2$  - температуры материала начальная, в I и II периодах сушки;  $r_1, r_2$  - теплота парообразования в I и II периодах сушки.

Потери теплоты в окружающую среду

$$Q_{\text{окр}} = k \cdot F_{\text{тр}} \cdot \Delta t \approx 0,1 \cdot Q_c .$$

Массовый расход сушильного агента

$$L_{\bar{a}} = \frac{Q_{\bar{n}} + Q_{\text{îôð}}}{c_{\bar{a}} \cdot (t_{\bar{a}1} - t_{\bar{a}2})} ,$$

где  $c_{\bar{a}}$  - средняя теплоемкость сушильного агента,  $t_{\bar{a}1}$  и  $t_{\bar{a}2}$ , - температура сушильного агента на входе и выходе из трубы.

По расходу сушильного агента рассчитываются сечение трубы-сушилки и ее диаметр

$$F_{\text{ôð}} = \frac{L_{\bar{a}}}{3600 \cdot \rho_{\bar{n}\text{ôð}} \cdot w_{\bar{a}}} , \quad D_{\text{ôð}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{ôð}}}{\pi}} ,$$

где  $w_{\bar{a}} = w_{\text{внт}} + (1 - 2 \text{ м/с})$  - скорость сушильного агента.

Количество теплоты, передаваемое материалу в пневматической трубе-сушилке, рассчитывается по уравнению теплообмена

$$Q_{\text{т}} = \alpha \cdot F_{\text{м}} \cdot \Delta t = \alpha_v \cdot V_{\text{тр}} \cdot \Delta t = \alpha_v \cdot F_{\text{тр}} \cdot h_{\text{тр}} \cdot \Delta t = \alpha_h \cdot h_{\text{тр}} \cdot \Delta t.$$

В уравнении теплообмена площадь поверхности частиц материала  $F_{\text{м}}$  заменяется на площадь сечения трубы  $F_{\text{тр}}$ . При этом вводится понятие объемного коэффициента теплоотдачи  $\alpha_v$  - количества теплоты, которое передается влажному материалу в  $1 \text{ м}^3$  объёма трубы при разности температур  $1^\circ\text{C}$  в единицу времени. Величина объемного коэффициента теплообмена находится в пределах от 100 до  $1200 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{K})$ .

В некоторых методиках используется линейный коэффициент теплообмена  $\alpha_h$ ,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$ .

Объёмный коэффициент теплообмена рассчитывается

$$\alpha_v = \alpha \cdot f_{\text{уд}} ,$$

где  $f_{\text{уд}} = F_{\text{м}} / V_{\text{тр}} = 6 \cdot \beta_v / (d_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}})$  - удельная поверхность теплообмена,  $\text{м}^2/\text{м}^3$ ;  $V_{\text{тр}}$  - объем трубы, занятый материалом,  $\text{м}^3$ ;  $\beta_v = G_{\text{сух}} / (3600 \cdot w_{\bar{a}} \cdot F_{\text{тр}})$  - объемная концентрация частиц материала,  $\text{кг}/\text{м}^3$  трубы .

Поверхность теплообмена (поверхность шаровых частиц материала) рассчитывается

$$F_{\text{м}} = \pi \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot n = 6 \cdot G_{\text{сух}} / (d_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}}) ,$$

где  $n = G_{\text{сух}} / (V_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}}) = 6 \cdot G_{\text{сух}} / (\pi \cdot d_{\text{м}}^3 \cdot \rho_{\text{м}})$  - число частиц, находящихся в трубе.

Высота трубы-сушилки складывается из участков соответствующих периодам сушки

$$H_{\text{од}} = \frac{Q_{\text{н}} - Q_{\text{тэд}}}{3,6 \cdot \alpha_v \cdot F_{\text{од}} \cdot \Delta t}.$$

Коэффициент конвективного теплообмена для частиц, витающих в трубе, рассчитывается

$$\alpha = 2 \cdot \lambda_{\Gamma} / d_{\text{м}} \quad \text{при} \quad \text{Re}_{\text{вит}} < 20$$

или

$$\alpha = 0,186 \cdot \text{Re}_{\text{вит}}^{0,8} \cdot \lambda_{\Gamma} / d_{\text{м}} \quad \text{при} \quad 20 < \text{Re}_{\text{вит}} < 480$$

или

$$\alpha = 1,14 \cdot \text{Re}_{\text{вит}}^{0,8} \cdot \lambda_{\Gamma} / d_{\text{м}} \quad \text{при} \quad 480 < \text{Re}_{\text{вит}} < 2000.$$

Температурный напор определяется для участков, соответствующих периодам сушки

$$\Delta t = \frac{(t_1 - \vartheta_1) - (t_2 - \vartheta_2)}{\ln \frac{(t_1 - \vartheta_1)}{(t_2 - \vartheta_2)}}.$$

Определение температурного напора при сушке осложняется тем, что процесс происходит при переменной температуре газовой среды. Для инженерных расчетов определение температурного напора с достаточной степенью точности может быть произведено графоаналитическим способом при помощи I-d диаграммы.

Пневматические сушильные установки являются высокоэффективными аппаратами для сушки влажных мелкозернистых материалов. Они компактны и просты в обращении. Диаметр трубы обычно не превышает 1,5 м, а ее высота 10 – 25 м. Скорость газов в трубе составляет 20 - 30 м/с. Однако степень высушивания материала в пневмосушилках невелика вследствие малого времени пребывания материала в сушильной трубе. В целях достижения более глубокой подсушки материала применяют двух- и трехступенчатые сушильные установки, например, для сушки целлюлозы-пушонки (рис. 4.13), или используют установки со спиральными трубами, например, для сушки отрубей.

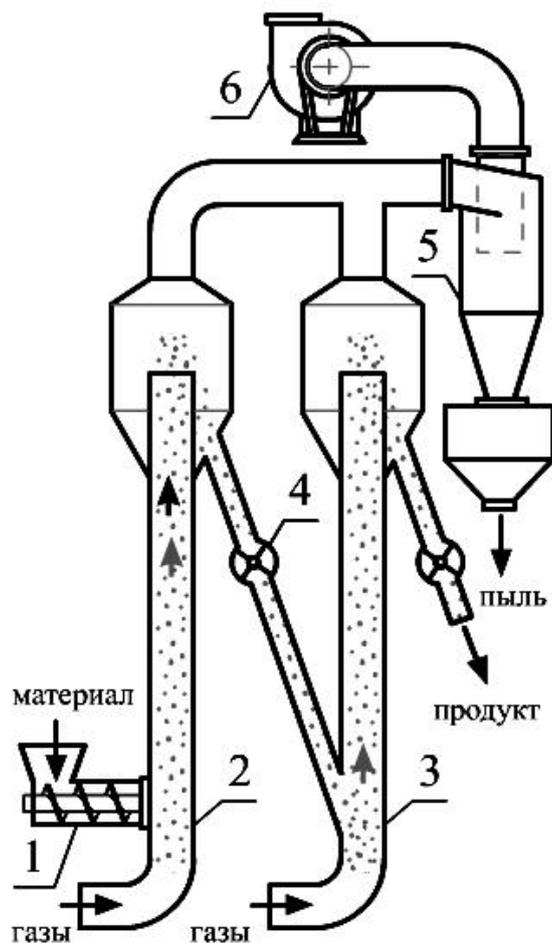


Рис. 4.13. Ступенчатая труба-сушилка:

1 - подача влажного материала; 2, 3 - сушильные трубы первой и второй ступеней; 4 - отвод материала; 5 - циклон; 6 - дымосос

В комплект пневмосушилок входит вспомогательное оборудование для транспортировки запыленного потока: дымосос или вентилятор и для улавливания частиц материала - циклоны.

### ***Вспомогательное оборудование сушилки. Циклон***

Циклоны служат для очистки отработавших газов, улавливания частиц ценных или токсичных материалов на выходе из сушилки.

В промышленности наибольшее распространение получили центробежные циклоны конструкции НИИОГАЗ. На рис. 4.14 представлен такой циклон ЦН-15 с наклонным патрубком для поступающего газа (угол наклона 15°).

Этот тип аппарата обеспечивает достаточную степень улавливания при сравнительно небольшом гидравлическом сопротивлении. Такие циклоны имеют диаметр от 40 до 800 мм и пригодны

для очистки газов с содержанием пыли до  $400 \text{ г/м}^3$  при температуре до  $400 \text{ }^\circ\text{С}$ . Основные конструктивные размеры циклона определяются как произведение диаметра аппарата  $D_{\text{ц}}$  (в метрах) и коэффициента  $k$ , приведенного в табл. 4.1.

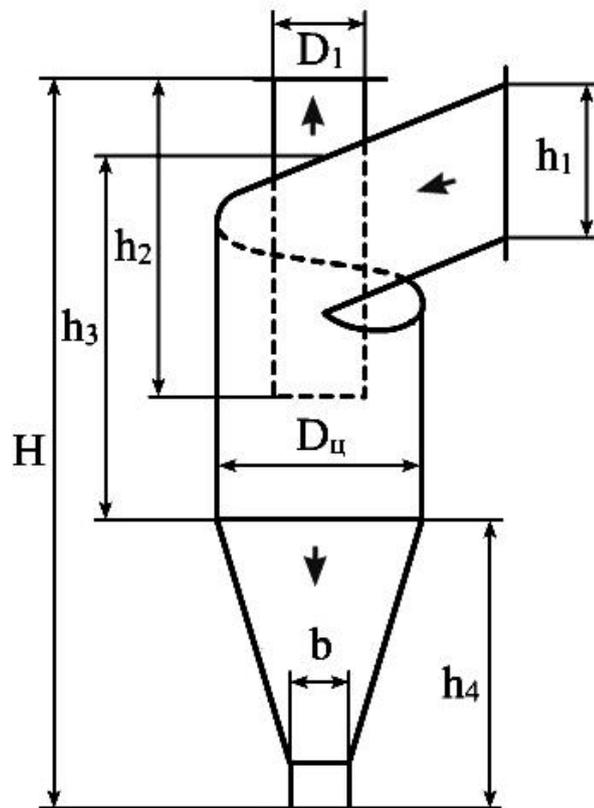


Рис. 4.14. Циклон конструкции НИИОГАЗ (ЦН-15)

Секундный объемный расход газа, поступающего в циклон

$$V_{\text{сг}} = L_{\text{сг}} / \rho_{\text{г}}, \text{ м}^3/\text{с}.$$

Условная скорость газа в циклоне  $w_{\text{ц}}$ , обеспечивающая высокую степень очистки, лежит в пределах  $2,5 - 4 \text{ м/с}$  и рассчитывается по уравнению

$$w_{\text{ц}} = \frac{4 \cdot V_{\text{н\grave{a}}}}{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2} = \frac{V_{\text{н\grave{a}}}}{0,785 \cdot D_{\text{ц}}^2}.$$

При выполнении конструктивного расчета определяют диаметр циклона

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{V_{\text{н\grave{a}}}}{0,785 \cdot w_{\text{ц}}}}, \text{ м}.$$

Полученное значение диаметра округляют в большую сторону до первого знака после запятой и используют для расчета остальных конструктивных параметров (умножают  $D_{ц}$  на величину  $k$  из табл. 4.1).

Гидравлическое сопротивление циклона  $\Delta p_{ц}$  определяют как функцию условной скорости газа в сечении циклона

$$\Delta p_{\delta} = \xi_{\delta} \frac{\rho_a \cdot w_{\delta}^2}{2}, \text{ Па} .$$

Значение коэффициента  $\xi_{ц}$  зависит от конструктивных особенностей циклона и для стандартных циклонов типа ЦН находится в пределах 60 - 180.

Таблица 4.1

Конструктивные характеристики циклона ЦН-15

№ п/п	Характеристика циклона	Обозначение	Величина $k$
1	Диаметр выходной трубы	$D_1$	0,60
2	Ширина выходного патрубка	$b$	0,26
3	Высота выходного патрубка	$h_1$	0,66
4	Высота выходной трубы	$h_2$	1,74
5	Высота цилиндрической части	$h_3$	2,26
6	Высота конической части	$h_4$	2,00
7	Общая высота циклона	$H$	4,56

### ***Вспомогательное оборудование сушилки. Дымосос***

Для перемещения воздуха или газа в сушильных установках применяются центробежные и осевые вентиляторы, или дымососы (рис. 4.15). Последние используются при давлении до 300 Па. Центробежные (радиальные) вентиляторы (или дымососы), применяемые в сушилках, бывают низкого (до 1000 Па), среднего (до 3000 Па) и высокого давления (до 15000 Па).

Вентилятор выбирается с помощью графиков-характеристик по значениям объемной производительности вентилятора  $V_{ст}$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ), определяемой по данным материального и теплового балансов сушилки и общему сопротивлению всей системы  $D_p$  (Па), включая сопротивление самой сушильной установки, газоходов и циклона

$$\Delta p = \Delta p_{суш} + \Delta p_{тр} + \Delta p_{м} + \Delta p_{ц} .$$

Соппротивление сушильной установки зависит от конструкции. Так, сопротивление барабанной сушилки составляет 100 - 200 Па.

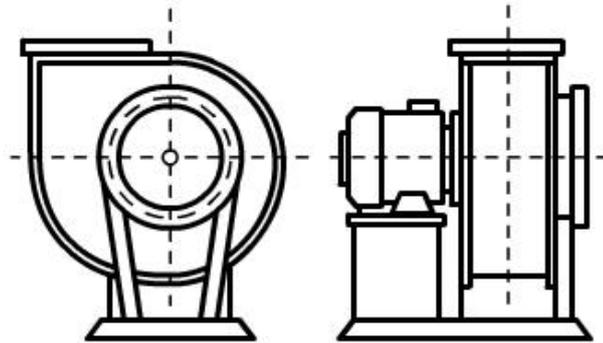


Рис. 4.15. Центробежный вентилятор (дымосос)

Соппротивление трения в газоходах зависит от длины (высоты) и диаметра трубы. Для пневматической трубы-сушилки

$$\Delta p_1 = \Delta p_{\text{од}} = \lambda_{\text{од}} \cdot \frac{H_{\text{од}}}{D_{\text{од}}} \cdot (1 - \chi) \cdot \frac{\rho_{\text{а}} \cdot w_{\text{а}}^2}{2},$$

где  $\chi = G_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{г}} / (L_{\text{ст}} \cdot \rho_{\text{м}})$  - объемная концентрация частиц материала в трубе;  $w_{\text{г}}$  - скорость газа в газоходах (7 - 15 м/с, при  $w_{\text{г}} > 15$  м/с наблюдается шум и свист);  $\lambda_{\text{тр}}$  - коэффициент трения,  $\lambda_{\text{тр}} = 64/Re + 0,136/Re^{0,18}$  при  $2,3 \cdot 10^3 < Re < 10^6$ .

Потери напора в местных сопротивлениях (сужениях, поворотах) из-за трения газа

$$\Delta p_2 = \Delta p_i = \sum \xi_i \cdot (1 - \chi) \cdot \frac{\rho_{\text{а}} \cdot w_{\text{а}}^2}{2},$$

где поворот 90° -  $\xi_{\text{м}} = 1,1$ ; вход в трубу -  $\xi_{\text{м}} = 0,5$ ; выход из трубы -  $\xi_{\text{м}} = 1$ .

Статический напор газового потока (давление столба газа)

$$\Delta p_3 = \rho_{\text{а}} \cdot (1 - \chi) \cdot H_{\text{од}} \cdot g.$$

Потери напора при трении материала о стенки трубы

$$\Delta p_4 = \Delta p_{\text{од}}^* = \lambda_{\text{од}}^* \cdot \frac{H_{\text{од}}}{D_{\text{од}}} \cdot \chi \cdot \frac{\rho_i \cdot w_i^2}{2},$$

где  $\lambda_{\text{тр}}^* = 27 \cdot Fr^{-0,75}$  при  $D_{\text{тр}}/d_{\text{м}} > 20 \div 25$ ;

$\lambda_{\text{тр}}^* = 4,25 \cdot (D_{\text{тр}}/d_{\text{м}})^{0,5} \cdot Fr^{-0,75}$  при  $D_{\text{тр}}/d_{\text{м}} < 20 \div 25$ ;

$Fr = w_{\text{м}}^2 / (g \cdot d_{\text{м}})$  - критерий Фруда,  $d_{\text{м}}$  - диаметр частиц материала.

Потери статического напора на участке стабилизированного движения

$$\Delta p_5 = \rho_m \cdot \chi \cdot (H_{\text{тр}} - H_p) \cdot g .$$

Потери статического напора на разгонном участке

$$\Delta p_6 = \frac{w_{\hat{a}\hat{o}} \cdot (\rho_i - \rho_{\hat{a}}) \cdot G_i}{2 \cdot \rho_i \cdot F_{\hat{o}\hat{o}}} \cdot \ln \frac{(w_{i2} - w_{\hat{a}} - w_{\hat{a}\hat{o}}) \cdot (w_{i1} - w_{\hat{a}} - w_{\hat{a}\hat{o}})}{(w_{i2} - w_{\hat{a}} + w_{\hat{a}\hat{o}}) \cdot (w_{i1} - w_{\hat{a}} + w_{\hat{a}\hat{o}})} .$$

Динамические потери на разгонном участке

$$\Delta p_7 = \frac{(w_{i2} - w_{i1}) \cdot G_i}{F_{\hat{o}\hat{o}}} .$$

Сопротивление циклона определяют как функцию условной скорости газа в сечении циклона

$$\Delta p_8 = \Delta p_{\hat{o}} = \sum \xi_{\hat{o}} \cdot \frac{\rho_{\hat{a}} \cdot w_{\hat{o}}^2}{2} .$$

Полное аэродинамическое сопротивление пневматической сушильной установки

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 .$$

По найденному полному сопротивлению и расходу газа производится выбор тягодутьевого оборудования [13].

Примерная мощность тягодутьевой установки

$$N = \frac{\Delta p \cdot V_{\hat{n}\hat{a}}}{3600 \cdot \eta_{\hat{a}}} , \text{ кВт} .$$

#### 4.8. Барабанная сушильная установка

Барабанные установки применяются при сушке песка, глины, влажного топлива и других сыпучих материалов.

Основным узлом в установке является сушильный барабан, имеющий цилиндрическую форму диаметром от 1,2 до 3,5 м и длину от 8 до 27 м. Он устанавливается на роликовых опорах под углом наклона к горизонту 1 - 3°. Привод барабана осуществляется от электродвигателя посредством редуктора и приводной шестерни. Частота вращения барабана регулируется в пределах от 2 до 10 об/мин. Снаружи барабан изолирован материалом с низкой теплопроводностью (рис. 4.16).

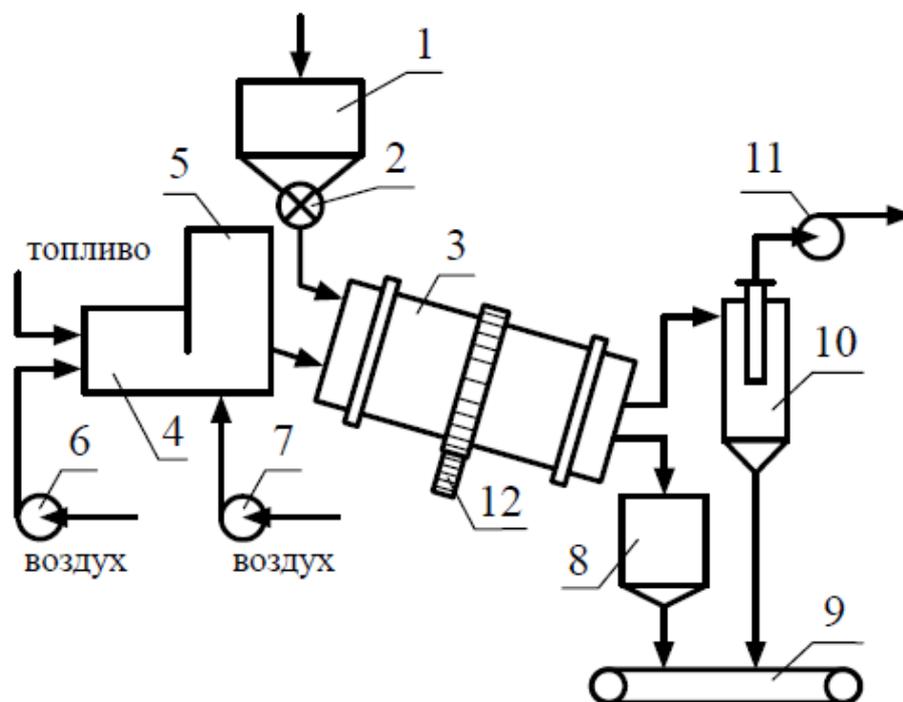


Рис. 4.16. Барабанная сушильная установка:

1 - бункер влажного материала; 2 - питатель; 3 - сушильный барабан; 4 - топка; 5 - камера смешения; 6 – воздух для горения; 7 - присадочный воздух; 8 - бункер сухого материала; 9 - транспортер; 10 - циклон; 11 - дымосос; 12 - шестерня

Внутри барабан имеет насадки различной конструкции, назначением которых является равномерное распределение материала по сечению. Применительно к сушке топлива и древесных отходов наиболее универсальной является насадка с подъёмными лопастями, которые в нижней части барабана набирают материал, а на определённой высоте ссыпают в виде струй, омываемых газами (рис. 4.17).

Как правило, в барабанах движение газов и материала - прямоточное. Начальная температура газов выбирается в зависимости от свойств высушиваемого материала и его влажности.

Конструкция предтопки определяется видом сжигаемого топлива. Если это твёрдое топливо, то предтопка может быть слоевая или камерная. Для получения необходимой температуры между топкой и барабаном предусматривается подача холодного воздуха в поток горячих продуктов сгорания (присадочный воздух).

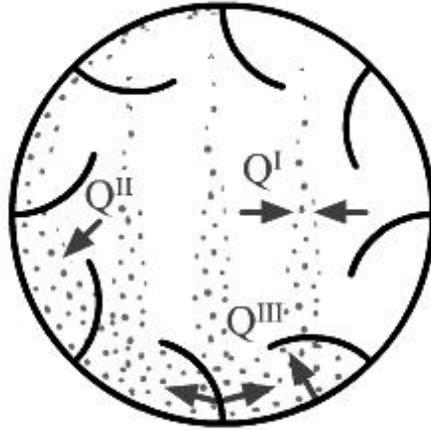


Рис. 4.17. Подъемно-лопастная насадка для крупнокусковых или склонных к налипанию материалов

Расчет барабанной сушильной установки сводится к определению удельных расходов теплоты и сушильного агента, а также габаритных размеров (длины и диаметра барабана) с последующим уточнением и выбором ближайших размеров по каталогу.

Существует упрощенная методика А. П. Ворошилова [2], основанная на статистических данных о напряжении объема барабана по испаренной влаге  $A_v$ . По этой методике объем барабана определяется по формуле

$$V_{\text{б}} = W / A_v ,$$

где  $W = G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2)$  - расход испаряемой влаги, кг/ч;  $A_v$  - напряжение объема барабана по испаренной влаге, кг/(м<sup>2</sup> · ч).

Величина  $A_v$  зависит от типа сушилки, степени заполнения ее объема и числа оборотов, от свойств, влажности и размеров частиц материала, от температуры, влажности и скорости сушильного агента внутри барабана. Значения  $A_v$  берутся из справочника.

Более точный метод расчета с помощью объемного коэффициента теплообмена  $\alpha_v$  предложен Н. М. Михайловым [3]. По этой методике объем барабана определяется по формуле

$$V_{\text{б}} = 1,2 \cdot Q_{\text{б}} / (3,6 \cdot \alpha_v \cdot \Delta t) = 0,33 \cdot Q_{\text{б}} / (\alpha_v \cdot \Delta t) ,$$

где 1,2 - коэффициент, учитывающий заполнение барабана материалом;  $Q_{\text{б}} = W \cdot q_c$  - теплота, затраченная на сушку, кДж/ч;  $q_c$  - см. формулу (4.8);  $\alpha_v$  - объемный коэффициент теплообмена, Вт/(м<sup>3</sup> · К);  $\Delta t$  - температурный напор, °С.

В барабане имеет место сложный теплообмен. Согласно рис. 4.17 теплота передается материалу конвекцией и лучеиспусканием от трёхатомных газов через поверхность падающих с лопаток частиц  $Q^I$  и через наружную поверхность материала, находящегося на лопатках и в завале  $Q^{II}$ , а также за счет теплопроводности при контакте материала с более нагретыми частями барабана  $Q^{III}$ . При этом конвективным способом передается 85-90 % всей теплоты.

Объемный коэффициент теплообмена равен сумме трех коэффициентов  $\alpha_v = \alpha_v^I + \alpha_v^{II} + \alpha_v^{III}$ , каждый из которых определяется по сложным формулам. А. В. Лыковым [4] была предложена упрощенная эмпирическая зависимость

$$\alpha_v = 16 \cdot (w_{\Gamma} \cdot \rho_{\Gamma})^{0,9} \cdot n^{0,7} \cdot \beta^{0,54}, \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot \text{К}),$$

где  $\rho_{\Gamma}$  - плотность газов, кг/м<sup>3</sup>;  $n$  - частота вращения барабана, об/мин;  $\beta$  - оптимальное заполнение материалом барабана, %;  $w_{\Gamma}$  - скорость газов в сечении барабана, м/с. Скорость газов принимается на 1 - 2 м/с меньше скорости вращения для предупреждения уноса мелких фракций материала из барабана.

Температурный напор определяется как среднее логарифмическое разностей температур между сушильным агентом и материалом на входе и выходе из барабана

$$\Delta t = \frac{(t_1 - \vartheta_1) - (t_2 - \vartheta_2)}{\ln \frac{(t_1 - \vartheta_1)}{(t_2 - \vartheta_2)}}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Согласно уточненной методике [5], объем барабана складывается из объема, необходимого для прогрева влажного материала  $V_{\text{пр}}$  до температуры смоченного термометра, и объема, требуемого для испарения влаги  $V_{\text{суш}}$ . Последний определяется с помощью коэффициента массообмена  $\beta_v$  и средней концентрации водяных паров  $\Delta C_{\text{ср}}$

$$V_{\text{суш}} = W / (3600 \cdot \beta_v \cdot \Delta C_{\text{ср}}), \text{ м}^3.$$

Удельный расход теплоты на сушку материала, отнесённый к 1 кг испаряемой влаги

$$q_c = q_{\text{исп}} + q_{\text{наг}} + q_{\text{окр}}. \quad (4.8)$$

Удельный расход теплоты на испарение влаги  $q_{\text{исп}}$  является полезно затраченной теплотой и определяется по формуле

$$q_{\text{исп}} = i_o + c_{\text{п}} \cdot t_2 - c_w \cdot \vartheta_o.$$

Расход теплоты на нагревание влажного материала  $q_{\text{наг}}$  от начальной  $\vartheta_0$  до конечной  $\vartheta_2$  температуры рассчитывается по формуле

$$q_{\text{наг}} = (c_m + c_w \cdot u_2) \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_0) / (u_0 - u_2) .$$

Потери теплоты в окружающую среду  $q_{\text{окр}}$  определяются по уравнению

$$q_{\text{окр}} = 3,6 \cdot k \cdot F_{\bar{\sigma}} \cdot \Delta t_{\text{ср}} / W \approx (0,1 \div 0,12) \cdot (q_{\text{исп}} + q_{\text{наг}}) ,$$

где  $F_{\bar{\sigma}}$  - площадь поверхности барабана,  $\text{м}^2$ ;  $k$  - коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;  $\Delta t_{\text{ср}}$  - средняя разность температур между сушильным агентом и окружающей средой,  $^{\circ}\text{C}$ . При конструктивном расчете, когда еще не известна площадь поверхности барабана, принимаем потери в окружающую среду как 10 – 12 % теплоты, затраченной на нагрев и испарение влаги.

Массовый расход сушильного агента в барабанной сушильной установке рассчитывается по формуле

$$L_{\Gamma} = G_{\text{сух}} \cdot (u_0 - u_2) \cdot 1000 / (d_2 - d_1), \text{ кг/ч} ,$$

где  $d_2, d_1$  - влагосодержание сушильного агента на выходе и входе в барабан,  $\text{г/кг}$ .

Диаметр сушильного барабана

$$D_{\bar{a}} = \sqrt{\frac{4 \cdot L_{\bar{a}}}{3600 \cdot w_{\bar{a}} \cdot \rho_{\bar{a}} \cdot (1 - \beta)}} , \text{ м} .$$

Длина барабана рассчитывается по формуле

$$L_{\bar{\sigma}} = V_{\bar{\sigma}} / (0,785 \cdot D_{\bar{\sigma}}^2) , \text{ м} .$$

Средняя продолжительность пребывания материала в барабане определяется как

$$\tau_c = \frac{3600 \cdot V_{\bar{a}} \cdot \rho_{\bar{a}} \cdot \beta}{G_{\text{н66}} \cdot (1 + u_2) + 0,5 \cdot W} , \text{ с} ,$$

где  $\rho_m$  - насыпная плотность материала,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Угол наклона барабана определяется по известному времени пребывания материала в сушилке

$$\angle \alpha = [30 \cdot L_{\bar{\sigma}} / (D_{\bar{\sigma}} \cdot n \cdot \tau_c) + 0,007 \cdot w_{\Gamma}] \cdot 180 / \pi , \text{ град} . ,$$

где  $n$  - частота вращения барабана (от 2 до 10 об/мин).

Если полученное значение мало (меньше 0,5 град), уменьшают частоту вращения барабана  $n$  и повторяют расчет.

Потребная мощность электродвигателя для вращения барабана ориентировочно может быть определена по формуле

$$N_{эл} = 0,0013 \cdot D_б^3 \cdot L_б \cdot \rho_m \cdot n \cdot \sigma \quad , \quad \text{кВт} \quad ,$$

где  $\sigma$  - коэффициент мощности, зависящий от типа насадки и степени заполнения барабана материалом,  $\sigma = 0,0125 - 0,071$  (рис. 4.18).

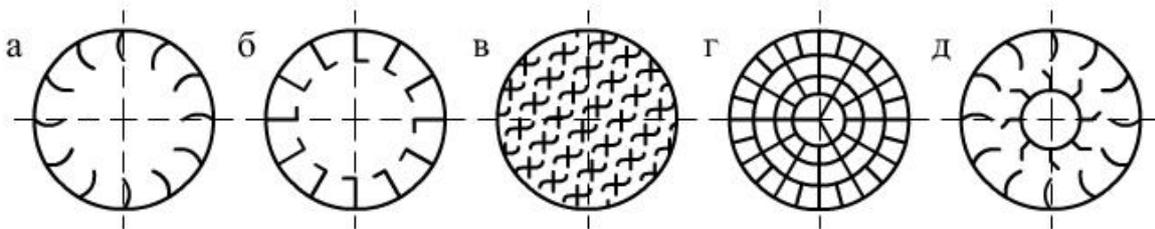


Рис. 4.18. Типы внутренних насадок и степень заполнения барабана  $\beta$ :  
 а - подъемно-лопастная,  $\beta = 12 \%$ ; б - то же,  $\beta = 14 \%$ ;  
 в - распределительная,  $\beta = 20,6 \%$ ; г - с закрытыми ячейками,  
 $\beta = 27,5 \%$ ; д - комбинированная

#### Контрольные вопросы по главе 4

1. К какому типу сушилок относятся камерные сушильные установки?
2. При выполнении какого расчета определяются размеры сушильной установки?
3. Является ли теплота на испарение влаги расходной статьей в тепловом балансе камерной сушильной установки?
4. Как относительно материала подается воздух в установке с сопловым обдувом?
5. Что принимается в качестве характерного размера при расчете коэффициента конвективной теплоотдачи в установке с сопловым обдувом?
6. Чему равна скорость фильтрации воздуха через слой кускового материала в ленточной сушильной установке?
7. Какие силы будут действовать на частицу, висящую неподвижно относительно стенок трубы в восходящем потоке воздуха?
8. Как называется количество теплоты, переданное в единицу времени материалу, находящемуся в единице объема трубы, при разности температур в один градус?

9. Какую скорость имеет материал в конце разгонного участка в трубе-сушилке?
10. В каком диапазоне значений порозности существует кипящий слой?
11. Как называется скорость газа, при которой происходит образование кипящего слоя?
12. Какая насадка используется в барабане для сушки крупнокусковых или склонных к налипанию материалов?
13. Для сушки каких материалов применяют сушильный барабан?
14. Какой угол наклона к горизонту у сушильного барабана?
15. Что такое напряжение барабана по влаге  $A_v$ ?
16. Что такое порозность слоя твердых частиц?
17. Что такое насыпная плотность материала?
18. Справедливо ли утверждение о том, что скорость витания шаровой частицы всегда больше скорости витания равновеликих не шаровых частиц?
19. Что происходит с порозностью кипящего слоя при увеличении расхода газа?
20. Что такое скорость витания частицы?
21. Какой должна быть скорость газа в сушильном барабане?
22. Какой должна быть скорость газа в пневматической сушильной установке?

## ГЛАВА 5

# МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ КОНТАКНО-КОНВЕКТИВНЫЕ СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

### 5.1. Описание сушильной части БДМ

Бумаго- и картоноделательные машины, а также пресспаты оборудуются многоцилиндровыми контактно-конвективными установками для сушки бумаги, картона и целлюлозы. Эти сушильные установки являются высокоэффективными теплообменными аппаратами, в которых бумажное полотно высыхает за 10 – 15 с, а скорость машины может достигать 1800 м/мин (108 км/ч). Например, пущенная в 2003 г. бумагоделательная машина РМ-11 фирмы "Voith" ежедневно вырабатывает 2592 км бумаги, что соответствует расстоянию от Рима до Москвы.

Сушильная часть состоит из одного или нескольких рядов сушильных цилиндров, обогреваемых паром и расположенных в шахматном порядке. Иногда для сокращения длины машины при сушке толстых видов картона и целлюлозы применяются установки с трех- и четырехрядным расположением сушильных цилиндров.

В качестве одежды сушильной части традиционно применялись шерстяные и хлопчатобумажные сукна, а в последние годы широкое распространение получили синтетические сушильные сетки. Сукна и сетки служат для транспортировки бумажного полотна, улучшают условия его заправки, создают более плотный контакт между влажной бумагой и нагретой поверхностью цилиндров, предотвращают коробление бумаги, образование морщин и других дефектов.

Шерстяные сукна применяются при выработке высококачественных, чисто целлюлозных видов бумаги, а хлопчатобумажные сукна - при выработке бумаги, в состав которой входит древесная масса, например, газетной, писчей, типографской и т.д. Если в сушильной части применяются сукна, то в ее конструкции предусматриваются сукносушильные цилиндры (рис. 5.1а).

Сушильные синтетические сетки обладают рядом преимуществ по сравнению с сукнами. Основным преимуществом является то, что более дорогостоящие натуральные материалы заменяются синтетическими. Кроме того, синтетические сетки имеют значительно больший срок службы, меньшую массу  $1 \text{ м}^2$  и более высокую паропроницаемость. Синтетические волокна прочные и обладают гидрофобными свойствами, поэтому сетки не требуется подсушивать (рис. 5.1б).

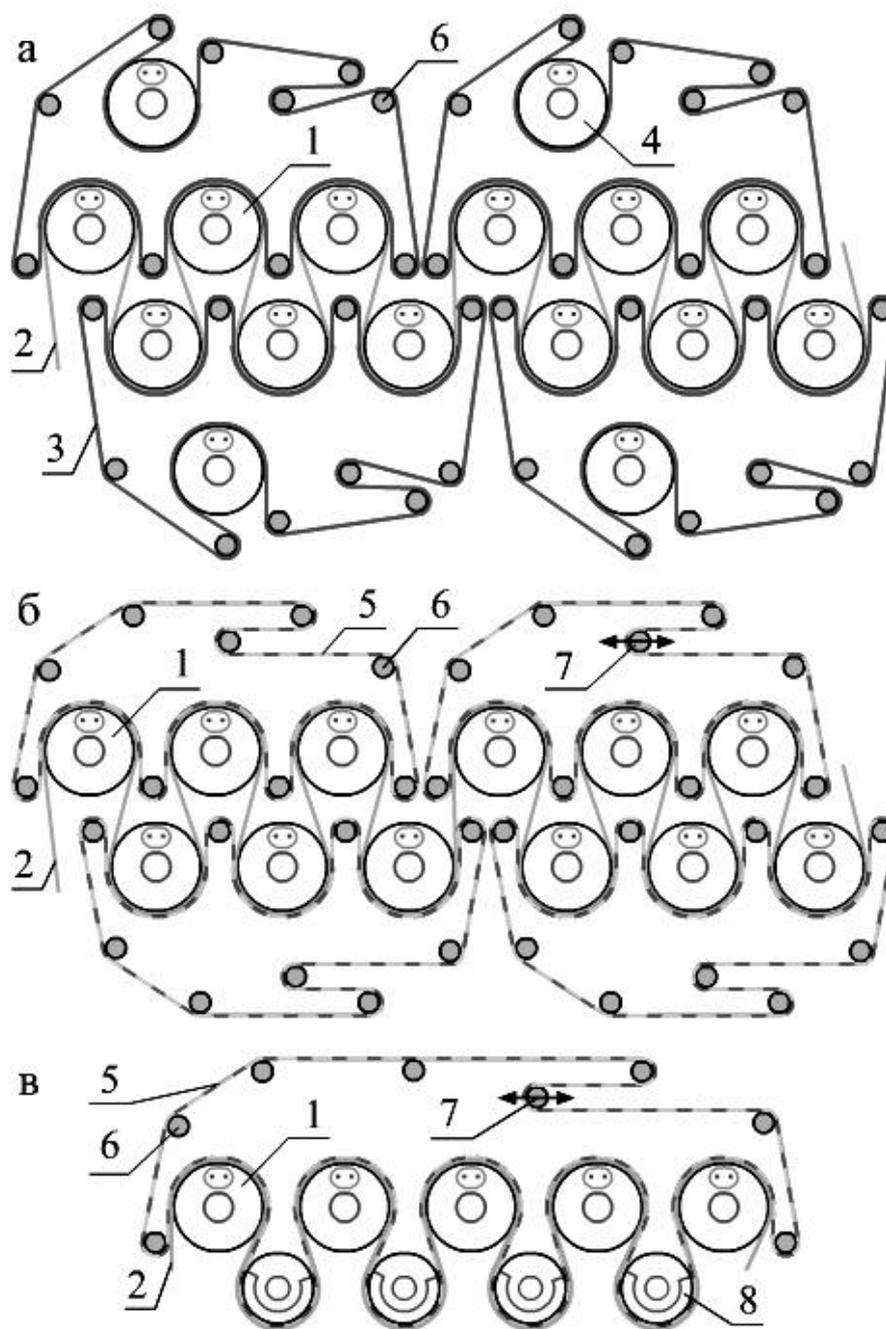


Рис. 5.1. Схемы компоновок сушильной части БДМ:

- а - с сукном и сукносушителями; б - с синтетической сеткой;
- в - с безобрывной проводкой полотна; 1 - сушильные цилиндры;
- 2 - полотно; 3 - прижимное сукно; 4 - сукносушители; 5 - сетка;
- 6 - направляющие ролики; 7 - натяжное устройство;
- 8 - вакуумный вал

На современных бумагоделательных машинах, выпускающих газетную бумагу, применяется безобрывная проводка бумажного полотна, предусматривающая перемещение полотна совместно с

сушильной сеткой по цилиндрам и межцилиндровым участкам свободного хода (рис. 5.1в). При такой схеме вместо нижнего ряда цилиндров устанавливают вакуумные валы. Они служат для обеспечения плотного прилегания бумажного полотна к поверхности сетки с целью предотвращения образования пузырей.

Применение безобрывной проводки повышает производительность машины за счет сокращения простоев при обрывах, способствует равномерному распределению влажности по ширине. Также сокращается количество сетководущих валиков, и увеличивается доля охвата верхних цилиндров полотном.

Основным узлом в контактно-конвективных установках является сушильный цилиндр, который изготавливается из модифицированного чугуна, диаметром от 1,5 до 2,2 м и длиной до 10 м. Толщина стенки цилиндра достигает 20 – 30 мм. С торцов к цилиндрам прикреплены крышки с чугунными пустотелыми стальными цапфами, через которые в полость цилиндра подается пар и отводится конденсат (рис. 5.2). Подвод пара и отвод конденсата выполняется односторонним, а для широких машин - двухсторонним.

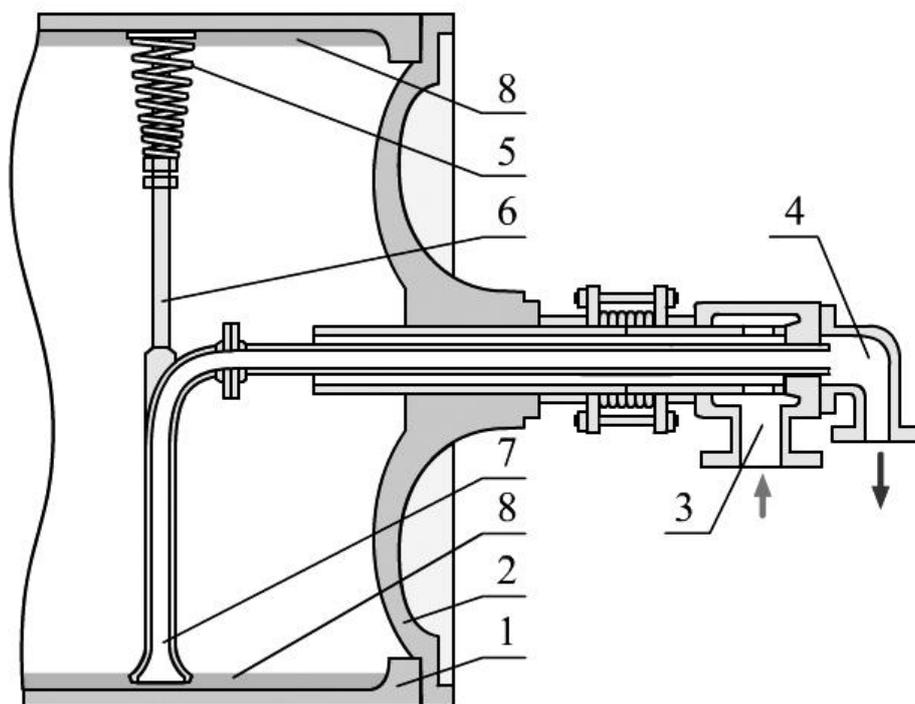


Рис. 5.2. Сушильный цилиндр БДМ:

- 1 - корпус цилиндра; 2 – торцовая крышка; 3 - подвод пара;
- 4 - отвод конденсата; 5 – распорная пружина; 6 - штанга;
- 7 - сифонная трубка; 8 - конденсатное кольцо

Наружную поверхность цилиндров шлифуют для придания ей гладкости и получения более высокого коэффициента теплоотдачи к бумажному полотну.

Внутреннюю поверхность цилиндров протачивают для получения стенки одинаковой толщины с целью равномерного распределения температуры поверхности и облегчения балансировки.

Сушильные цилиндры - это сосуды, работающие под давлением, которое может достигать 1 МПа (10 кг/см<sup>2</sup>), поэтому к качеству корпуса цилиндров предъявляются жесткие требования.

Количество сушильных цилиндров (до сотни), устанавливаемых на бумагоделательных машинах, зависит от многочисленных факторов, но основными из них являются скорость машины, свойства вырабатываемого материала и его начальная и конечная влажность, масса квадратного метра вырабатываемой продукции, температура сушильных цилиндров, температура и влажность воздуха в межцилиндровых пространствах.

Сушильные части оборудуются теплоизолированными вентиляционными колпаками закрытого, полужакрытого или открытого типов в целях повышения эффективности работы сушильных цилиндров и создания необходимых санитарно-гигиенических условий в зале.

В пределах сушильной части могут располагаться дополнительные источники теплоты: колпаки скоростной сушки, инфракрасные излучатели, конвективные сушильные шкафы, устройства продувки горячим воздухом межцилиндровых пространств.

## 5.2. Теплообмен на сушильных цилиндрах

Схема теплообмена на сушильном цилиндре представлена на рис. 5.3.

Плотности теплового потока от конденсирующегося пара к внутренней стенке сушильного цилиндра ( $q_{вн}$ ), через стенку цилиндра ( $q_{ст}$ ), от наружной стенки к полотну бумаги ( $q_{нар}$ ) описываются следующими уравнениями

$$q_{вн} = \alpha_1 \cdot (t_{нп} - t_{ст1}) , \quad (5.1)$$

$$q_{ст} = \frac{\lambda_{ст}}{\delta_{ст}} \cdot (t_{ст1} - t_{ст2}) , \quad (5.2)$$

$$q_{нар} = \alpha_2 \cdot (t_{ст2} - \vartheta_б) \cdot \varphi_{ц} + \alpha_{кв} \cdot (t_{ст2} - t_в) \cdot (1 - \varphi_{ц}) , \quad (5.3)$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к внутренней стенке сушильного цилиндра, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\lambda_{ст}$  - теплопроводность стенки сушильного цилиндра, Вт/(м · К);  $\delta_{ст}$  - толщина стенки сушильного цилиндра, м;  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи (контактного теплообмена) от наружной стенки цилиндра к поверхности бумажного полотна, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\varphi_{ц}$  - доля охвата сушильного цилиндра бумажным полотном;  $\alpha_{кв}$  - коэффициент конвективной теплоотдачи от наружной поверхности цилиндра к воздуху, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $t_{нп}$  - температура насыщенного пара в полости сушильного цилиндра, °С;  $t_{ст1}$ ,  $t_{ст2}$  - температура внутренней и наружной стенок цилиндра, соответственно, °С;  $t_b$  - температура воздуха в межцилиндровом пространстве, °С;  $\vartheta_6$  - средняя температура бумажного полотна на цилиндре, °С.

Обозначим долю теплоты, отдаваемой боковой поверхностью цилиндра воздуху

$$a = q_{кв} \cdot (1 - \varphi_{ц}) / q_{нар},$$

где  $q_{кв} = \alpha_{кв} \cdot (t_{ст2} - t_b)$  - плотность теплового потока от наружной поверхности цилиндра к воздуху, Вт/м<sup>2</sup>. Вводя величину плотности теплового потока  $q_0$ , отнесенного к 1 м<sup>2</sup> общей боковой поверхности сушильного цилиндра в условиях установившегося режима, получаем

$$q_0 = q_{вн} = q_{ст} = q_{нар}.$$

Из уравнений (5.1) - (5.3) находим разности температур

$$t_{нп} - t_{н01} = \frac{1}{\alpha_1} \cdot q_{нп}, \quad (5.4)$$

$$t_{н01} - t_{н02} = \frac{\delta_{н0}}{\lambda_{н0}} \cdot q_{нп}, \quad (5.5)$$

$$t_{н02} - \vartheta_6 = \frac{(1 - a)}{\alpha_2 \cdot \varphi_6} \cdot q_{нп}. \quad (5.6)$$

Сложив уравнения (5.4) - (5.6) и выразив из них  $q_0$ , получаем

$$q_{нп} = \frac{(t_{нп} - \vartheta_6)}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{н0}}{\lambda_{н0}} + \frac{1 - a}{\alpha_2 \cdot \varphi_6}}.$$

Уравнение (5.3) может быть записано с использованием плотности теплового потока  $q_a$  на активной поверхности стенки цилиндра, соприкасающейся с влажным полотном бумаги

$$q_{нар} = q_a \cdot \varphi_{ц} + q_b \cdot (1 - \varphi_{ц}) .$$

Тогда уравнение, определяющее плотность теплового потока на активной поверхности цилиндра, будет

$$q_a = \frac{1 - \dot{a}}{\varphi_{\circ}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{н\ddot{o}}}}{\lambda_{\text{н\ddot{o}}}} + \frac{1 - \dot{a}}{\alpha_2 \cdot \varphi_{\circ}}} \cdot (t_{\text{н\ddot{i}}} - \vartheta_a) = k \cdot (t_{\text{н\ddot{i}}} - \vartheta_a) .$$

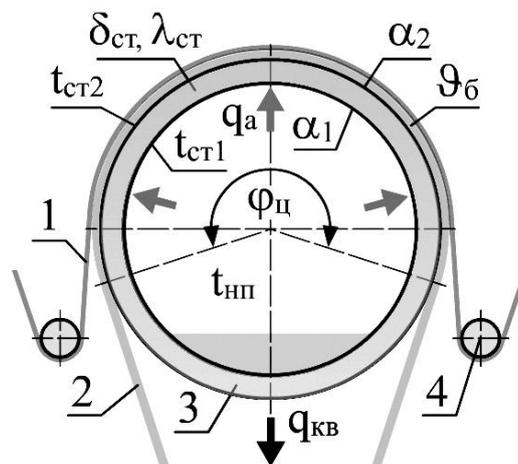


Рис. 5.3. Схема теплообмена на сушильном цилиндре:

1 - сушильная сетка; 2 - полотно бумаги; 3 - сушильный цилиндр; 4 - сетководущий валик

На передачу теплоты от греющего пара к влажному полотну существенно влияет термическое сопротивление слоя конденсата на внутренней поверхности цилиндра.

При низкой скорости вращения цилиндров происходит отстойное конденсатообразование (рис. 5.4а), когда конденсат скапливается в нижней части цилиндра. Тепловое сопротивление на внутренней поверхности цилиндра в этом случае незначительно.

При скорости свыше 400 м/мин, вследствие действия центробежной силы, образуется конденсатное кольцо (рис. 5.4в), создающее дополнительное тепловое сопротивление.

При толщине конденсатного кольца  $\delta_k = 1$  мм коэффициент теплоотдачи от пара к внутренней поверхности цилиндра  $\alpha'_1$  уменьшается почти в 3,5 раза

$$\alpha'_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_k}{\lambda_k}} = \frac{1}{\frac{1}{4000} + \frac{0,001}{1,8}} = 1241 \text{ , Вт/(м}^2 \cdot \text{К) ,}$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи от конденсирующегося пара к внутренней стенке сушильного цилиндра при отсутствии кольца, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\lambda_k$  - теплопроводность конденсатного кольца, Вт/(м·К).

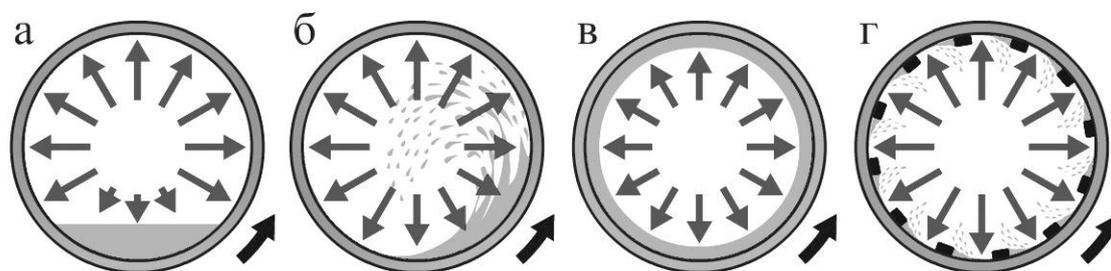


Рис. 5.4. Расположение конденсата в полости сушильных цилиндров при отстойном (а), переходном (б), кольцеобразном конденсатообразовании (в) и при установке термопланок (г)

Для разрушения конденсатного кольца и увеличения коэффициента теплоотдачи применяются термопланки, представляющие собой металлические шины сечением 15 x 10 мм, устанавливаемые на внутренней поверхности вдоль оси цилиндра (рис. 5.5).

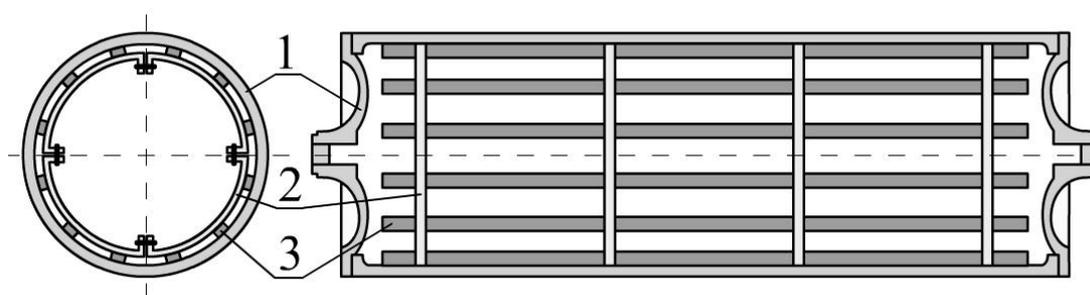


Рис. 5.5. Сушильный цилиндр с термопланками:

1 - цилиндр; 2 - хомут для крепления термопланок; 3 – термопланка

К внутренней поверхности цилиндров планки крепятся с помощью пружинных колец. В собранном виде термопланки совместно с кольцами напоминают беличье колесо. По длине термопланки разделены на несколько секций, часть из которых может быть демонтирована, если в этом появляется необходимость при регулировании профиля влажности по ширине машины.

Помимо увеличения коэффициента теплоотдачи, термопланки оказывают положительное влияние на распределение температуры по длине цилиндра и, соответственно, на профиль влажности бумажного полотна по его ширине. Опыты показывают, что если до установки термопланок в сушильных цилиндрах отклонение от среднего значения влажности составляло  $\pm (1,5 - 1,8 \%)$ , то с термопланками составляет  $\pm (0,5 - 0,6 \%)$ .

Термопланки рекомендуется устанавливать на участке сушильной части, где наблюдается максимальная интенсивность испарения влаги и, соответственно, образуется наибольшее количество конденсата.

### **5.3. Удаление конденсата из цилиндров**

В полости сушильных цилиндров может быть 2 режима устойчивого расположения конденсата: отстойное и кольцеобразное, промежуточное состояние называется переходным.

При отстойном режиме водяной пар конденсируется на внутренней поверхности цилиндра, а затем под действием гравитационной силы конденсат стекает и в нижней части располагается в виде сегмента, который при работе машины несколько смещается в сторону вращения цилиндра. Такой режим конденсатообразования и расположения конденсата соответствует низкой скорости бумагоделательной машины ( $w_m < 350 \div 400$  м/мин).

При более высокой линейной скорости машины конденсат под действием центробежной силы располагается у внутренней поверхности цилиндра в виде кольца. Причем в верхней части цилиндра конденсатное кольцо имеет большую толщину по сравнению с нижней.

По толщине кольца имеется градиент скорости: у внутренней поверхности скорость конденсатного кольца примерно такая же, как и у цилиндра, а на противоположной поверхности кольца - меньше.

При достижении критической скорости наступает переходный режим, при котором разрушается конденсатное кольцо, и гидравлический режим переходит в отстойное конденсатообразование.

Мощность, затрачиваемая на привод сушильных цилиндров, зависит как от скорости машины, так и от расположения конденсата в цилиндрах. По мере повышения скорости машины потребляемая мощность увеличивается до тех пор, пока наблюдается отстойное расположение конденсата; как только в цилиндре образуется конденсатное кольцо, потребляемая мощность резко уменьшается в связи с сокращением мощности на преодоление трения между конденсатом и внутренней поверхностью цилиндра.

Выбор конструкции конденсатоудаляющих устройств определяется, главным образом, расположением конденсата в сушильном цилиндре. Если расположение конденсата отстойное, то применяются черпаки и неподвижные сифоны. Если конденсат в цилиндре располагается в виде кольца, то применяются вращающиеся и неподвижные сифоны.

Черпаки по своему конструктивному оформлению могут быть одно- и двурогими, они выполняются в виде спирали и крепятся болтами к торцевой крышке цилиндра с приводной стороны (рис. 5.6а). В нижнем положении спиральной частью черпак набирает конденсат, а когда находится в верхней полуокружности цилиндра, конденсат выливается в кольцевое пространство цапфы цилиндра.

Черпаки могут работать только при низкой скорости машины, когда имеет место отстойное расположение конденсата. Недостатком удаления конденсата черпаками является то, что черпаки работают только при вращении цилиндров. Черпак и цилиндр совместно работают, как насос с периодической подачей конденсата в конденсатопровод.

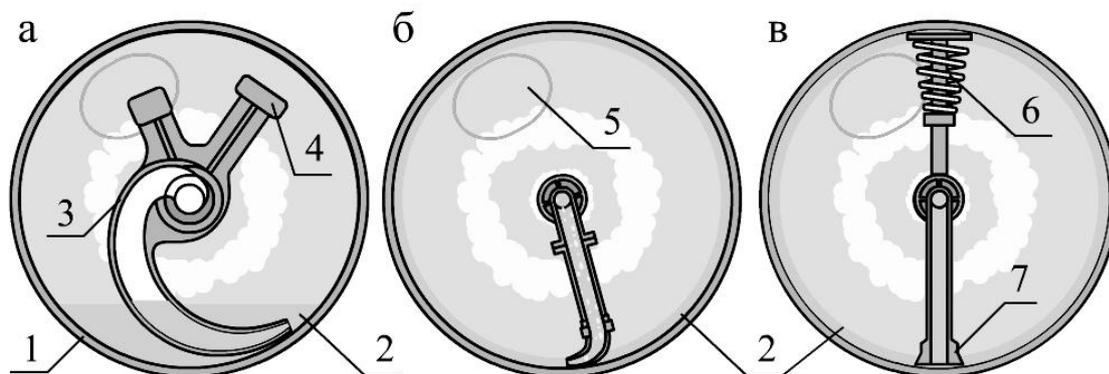


Рис. 5.6. Устройства для удаления конденсата из сушильных цилиндров: а - спиральный черпак (ковш); б - неподвижный сифон; в - вращающийся сифон; 1 - сушильный цилиндр; 2 - конденсат; 3 - черпак; 4 - противовес; 5 - смотровой люк; 6 - пружина; 7 - наконечник сифона

Важным условием устойчивого удаления конденсата из полости сушильных цилиндров является наличие достаточного перепада давлений между цилиндром и конденсатопроводом  $\Delta p = p_{\text{ц}} - p_{\text{к}}$ . Как показывает опыт эксплуатации машин, при удалении конденсата черпаком перепад давлений должен быть  $\Delta p = 0,02 - 0,03$  МПа.

На средне- и быстроходных машинах применяются неподвижные или вращающиеся сифоны.

Неподвижный сифон представляет собой трубку, на одном конце которой имеется наконечник, опущенный в слой конденсата, а другой конец трубки присоединяется к кольцеобразному пространству в цапфе цилиндра или к паровой головке.

Положение наконечника относительно внутренней поверхности корпуса возможно регулировать с помощью специальных болтов.

Во время пуска машины сифон прогревается значительно быстрее корпуса цилиндра, поэтому существует опасность задевания наконечника за стенку цилиндра, вследствие этого следует его устанавливать с определенным зазором, а для предотвращения повреждения цилиндра при случайном соприкосновении наконечник выполняется из температуростойкого алюминия.

В последних конструкциях наконечники сифонов выполняют в виде плавающих фторопластовых втулок, обеспечивающих наименьший зазор между сифоном и внутренней поверхностью цилиндра 1,5 - 2,0 мм. Плавающая втулка компенсирует также температурные расширения сифона и исключает износ цилиндра. При отстойном расположении конденсата неподвижный сифон устанавливается с наклоном  $15^\circ$  в направлении вращения цилиндра (рис. 5.6б).

Наконечник сифона расположен в углублении в корпусе с целью уменьшения толщины слоя конденсата и улучшения теплопередачи от конденсирующегося пара к внутренней стенке цилиндра.

Принцип действия удаления конденсата в схемах с неподвижным сифоном основан на "выдавливании" конденсата за счет перепада давлений между давлением в полости цилиндра и давлением в конденсатопроводе.

Кроме того, при кольцеобразном расположении конденсата на насадку сифона дополнительно действует динамическое давление движущегося кольца  $\Delta p_{\text{д}}$ , которое способствует более полному удалению конденсата.

Если перепад давлений недостаточен, то конденсат накапливается в цилиндре, нарушая тепловой режим работы

сушильной части машины. Если перепад давлений слишком большой, то через сушильный цилиндр проходит много пролетного пара, его теплота используется неэффективно.

Вращающиеся сифоны применяются для удаления конденсата из сушильных цилиндров быстроходных машин, когда конденсат в цилиндрах располагается в виде кольца (рис. 5.6в).

Вращающийся сифон состоит из сифонной трубки, один конец которой заканчивается насадкой, упирающейся в цилиндр, а другой конец проходит по центру полой цапфы цилиндра и заканчивается в паровой головке. Крепление вращающегося сифона производится опорной регулируемой штангой, заканчивающейся конусной пружиной. Во вращающихся сифонах насадка плотно прилегает к внутренней поверхности цилиндра. Имеются конструкции со спиральными сифонными трубками, компенсирующими их термическое расширение.

Достоинством вращающихся сифонов является их надежное крепление в цилиндре, есть возможность устанавливать несколько сифонов по длине цилиндра в любом месте, как это делается в лошительных цилиндрах самосъемочных машин.

Существенным недостатком вращающихся сифонов является то, что для удаления конденсата требуется большой перепад давлений ( $\Delta p = 0,08 - 0,1$  МПа), что обусловлено действием центробежной силы на столб конденсата, находящегося в сифонной трубке.

#### **5.4. Пароконденсатные системы**

Пароконденсатные системы бумаго- и картоноделательных машин предназначены для обеспечения сушильных цилиндров теплотой за счет подвода к ним пара и отвода конденсата. С помощью пароконденсатных систем поддерживается необходимый температурный график сушки по длине машины, обеспечивается ее проектная производительность.

Кроме того, от пароконденсатной системы и режима ее работы зависят расходы тепловой и электрической энергии на сушку, стабильность работы машины, а также физико-механические показатели готовой продукции.

Различают два вида пароконденсатных систем: с параллельным пароснабжением сушильных цилиндров и групповым (каскадным) пароснабжением цилиндров с последовательным перепуском пара по отдельным группам.

В схеме с параллельным пароснабжением все сушильные цилиндры подсоединены к общему паропроводу и общему конденсатопроводу (рис. 5.7).

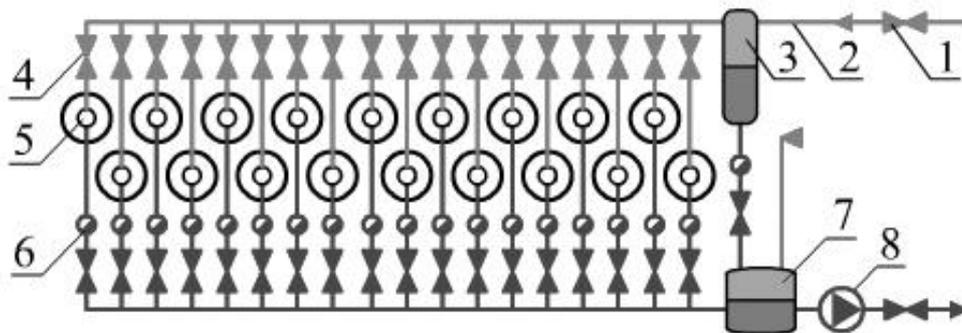


Рис. 5.7. Схема параллельного пароснабжения и отвода конденсата из сушильной части бумагоделательной машины:

- 1 - главная паровая задвижка; 2 – машинный паропровод;  
 3 - водоотделитель; 4 - запорные вентили; 5 - сушильные цилиндры;  
 6 - конденсатоотводчики; 7 - конденсатный бак;  
 8 - конденсатный насос

На машинном паропроводе имеется главная паровая задвижка, а также может быть установлен сепаратор (водоотделитель) для отделения влаги от пара.

На каждом подводящем к цилиндру паропроводе устанавливаются запорные вентили, а на конденсатных стояках, кроме вентилей, имеются также конденсатоотводящие устройства.

Из главного паропровода пар по индивидуальным паропроводам направляется в сушильные цилиндры, где конденсируется. Образовавшийся конденсат сливается в конденсатный бак и далее перекачивается в котельную.

Система параллельного пароснабжения проста в конструктивном отношении, обладает гибкостью регулировки распределения расхода пара по отдельным цилиндрам, что дает возможность практического осуществления любого заданного по условиям сушки температурного режима. Однако параллельная схема имеет следующие недостатки:

- возможность применения параллельной схемы пароснабжения ограничена скоростью машины (до 350 - 400 м/мин);
- в схеме параллельного пароснабжения на конденсатопроводах должны быть установлены конденсатоудаляющие устройства;

- параллельная схема пароснабжения имеет более низкий КПД по сравнению с другими схемами.

Схемы группового пароснабжения сушильных цилиндров с последовательным перепуском пара по группам цилиндров (рис. 5.8) в настоящее время получили преимущественное распространение в связи с необходимостью иметь пролетный пар для более полного удаления из сушильных цилиндров конденсата и неконденсирующихся газов.

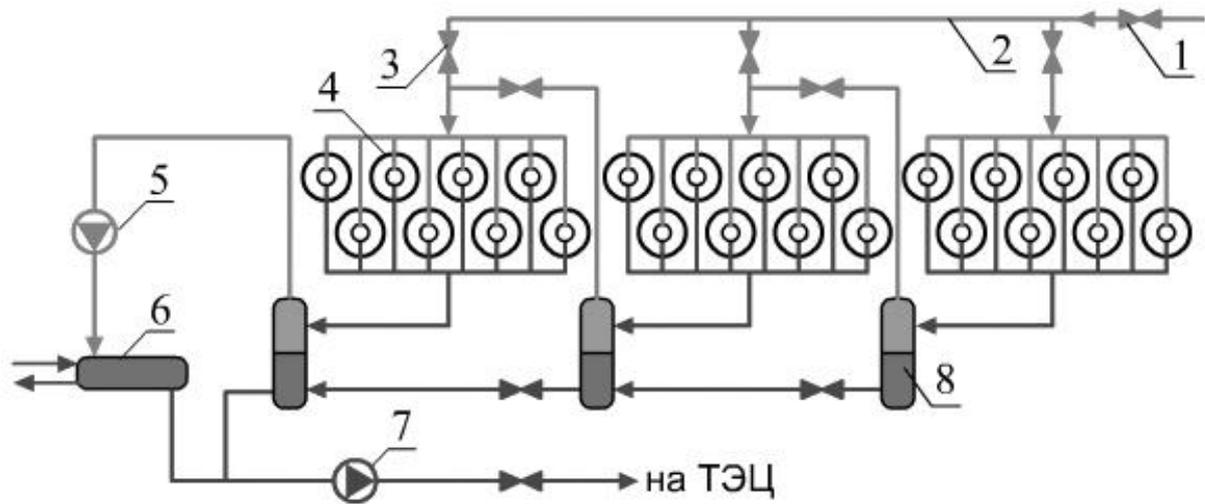


Рис. 5.8. Схема группового пароснабжения и отвода конденсата из сушильной части бумагоделательной машины:

- 1 - главная паровая задвижка; 2 - машинный паропровод;
- 3 - запорные вентили; 4 - сушильные цилиндры; 5 - вакуум-насос;
- 6 - холодильник; 7 - конденсатный насос; 8 - водоотделители

В этой схеме свежий пар сначала поступает в первую сушильную группу, где частично конденсируется, а основной поток в виде пролетного пара и паров вскипания через водоотделитель первой ступени направляется во вторую сушильную группу цилиндров. Во второй группе пар частично конденсируется, а частично, вместе с парами вскипания, образовавшимися в водоотделителе второй ступени, проходит в третью сушильную группу.

Водоотделитель третьей паровой группы соединён с вакуум-насосом и конденсатором. Вакуум-насос поддерживает давление в третьей группе меньше атмосферного для обеспечения необходимого температурного режима сушки и удаляет из системы неконденсирующиеся газы. В конденсаторе пролетный пар конденсируется, и конденсат возвращается в водоотделитель.

Важную роль в устойчивом удалении конденсата из системы играет поддержание необходимых перепадов давлений между паровыми группами, которые должны находиться в пределах 0,02 - 0,05 МПа при удалении конденсата черпаками и неподвижными сифонами и увеличиваются до 0,08 - 0,1 МПа, если применяются вращающиеся сифоны.

Существуют пароконденсатные схемы с многократной циркуляцией пара в сушильных цилиндрах с применением термокомпрессора (рис. 5.9).

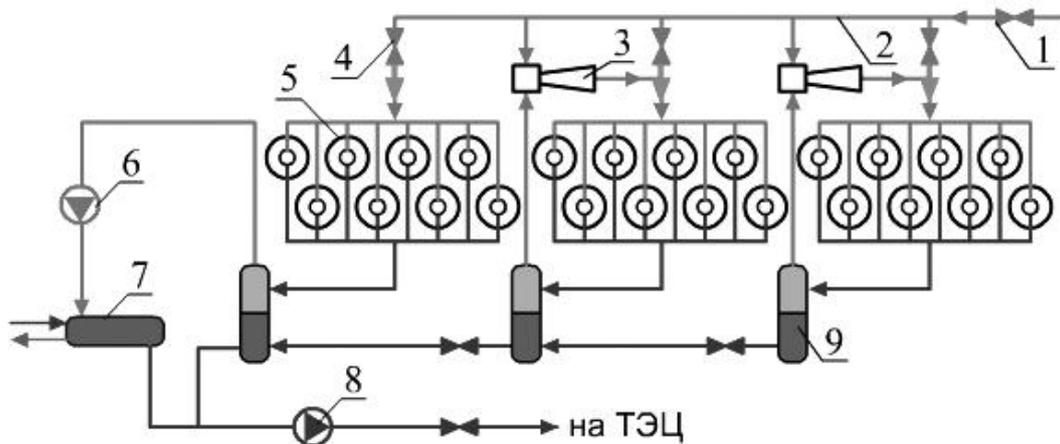


Рис. 5.9. Схема группового пароснабжения с применением термокомпрессора:  
 1 - главная паровая задвижка; 2 - машинный паропровод;  
 3 - термокомпрессоры; 4 - запорные вентили; 5 - сушильные цилиндры; 6 - вакуум-насос; 7 - холодильник; 8 - конденсатный насос; 9 - водоотделители

Термокомпрессор (рис. 5.10) в системе пароснабжения служит для увеличения давления отработанного пара с целью его дальнейшего использования. Он состоит из сопла, приемной камеры для отработанного пара, камеры смешения и диффузора. Острый пар через патрубок поступает в сопло, из которого вытекает струя с высокой скоростью, подсасывая отработанный пар более низкого давления. В диффузоре скорость снижается, а давление повышается. На выходе из диффузора получается смесь, имеющая промежуточное давление между давлением острого и отработанного пара. Регулирование скорости истечения пара и, соответственно, производительности термокомпрессора производится конусным клапаном.

Применение термокомпрессоров в пароконденсатной системе позволяет обеспечивать независимость пароснабжения на входе в данную группу от других групп. При этом образуется замкнутая по пару схема. Для инъекции паров вскипания, образующихся в водоотделителе, и возврата их во входной паропровод сушильной группы необходимо подключение термокомпрессора к паровой магистрали, давление в которой должно быть в 3 - 4 раза выше, чем в основной магистрали.

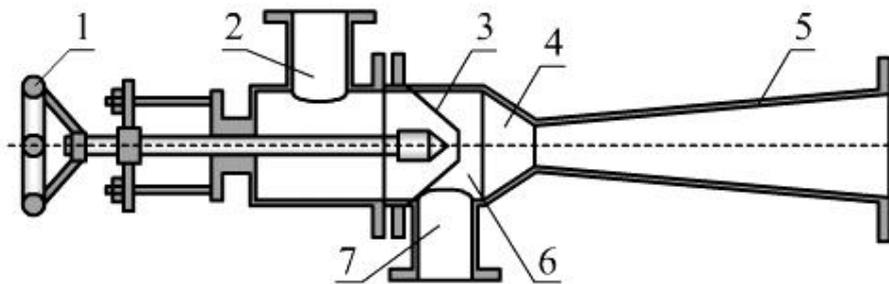


Рис. 5.10. Термокомпрессор:

1 - штурвал; 2 - патрубок острого пара; 3 - сопло; 4 - камера смешения; 5 - диффузор; 6 - приемная камера; 7 - патрубок эжектируемого пара

## 5.5. Водоотделитель

Одним из основных элементов в системе пароснабжения является водоотделитель (сепаратор), который служит для разделения пароконденсатной смеси, выходящей из сушильной группы, на пар и конденсат (рис.5.11).

Он представляет собой цилиндрический сосуд со сферическими торцовыми крышками, устанавливаемый в большинстве случаев вертикально. Внутри водоотделителей между патрубками, по которым подается пароконденсатная смесь и отводится отсепарированный пар, установлена перегородка. Водоотделитель имеет водоуказательное стекло для визуального наблюдения за уровнем конденсата в баке.

Основной тепловой характеристикой работы водоотделителя является тепловое напряжение парового пространства  $q_v$ , которое представляет собой отношение расхода теплоты, выделяющейся при испарении конденсата  $Q_k$ , к паровому объему водоотделителя  $V_v$ .

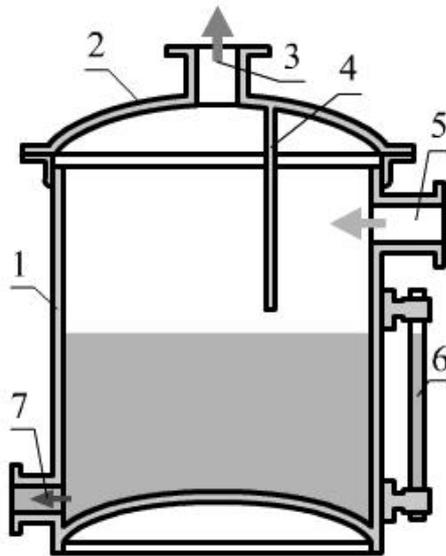


Рис. 5.11. Водоотделитель:

1 - корпус; 2 - крышка; 3 - сухой насыщенный пар;  
 4 - перегородка; 5 - пароконденсатная смесь; 6 – водуказательное стекло; 7 - конденсат

Учитывая, что паровое пространство водоотделителя занимает примерно половину его объема и что тепловое напряжение составляет  $q_v = 140 \div 150 \text{ кВт/м}^3$ , объем водоотделителя можно определить по формуле

$$V_{\text{д}} = \frac{G_{\text{к}} \cdot (i'' - i')}{1800 \cdot q_v}, \text{ м}^3,$$

где  $G_{\text{к}}$  - расход конденсата, кг/ч;  $i''$ ,  $i'$  - энтальпии пара и конденсата, поступающих в водоотделитель, кДж/кг.

Количество вторичного пара, образующегося в результате снижения давления, отнесенное к 1 кг конденсата, поступившего в водоотделитель, рассчитывается по соотношению

$$x = \frac{i'_{p1} - i'_{p2}}{i''_{p2} - i'_{p2}}, \text{ кг пара / кг конд.},$$

где  $i'_{p1}$ ,  $i'_{p2}$  - энтальпии конденсата при давлениях  $p_1$  и  $p_2$ , кДж/кг;  
 $i''_{p2}$  - энтальпия образующегося пара при давлении  $p_2$ , кДж/кг.

Массовый расход вторичного пара (паров вскипания)

$$D_{\text{п}} = x \cdot G_{\text{к}}, \text{ кг/ч},$$

где  $G_{\text{к}}$  - расход конденсата, кг/ч.

Как показывают расчеты, количество образующегося вторичного пара при перепаде давлений  $\Delta p = 0,05 - 0,08$  МПа составляет всего 1,5 - 2,0 % от расхода пароконденсатной смеси, поступающей в водоотделитель. Остальной пар, необходимый для удаления неконденсирующихся газов и питания последующей паровой группы сушильных цилиндров, является пролетным.

## 5.6. Конденсатоотводчики

В целлюлозно-бумажной промышленности большую проблему представляет отвод конденсата из теплообменных установок, который осуществляется с помощью различных конденсатоотводящих устройств (конденсатоотводчиков), удаляющих конденсат из аппарата и предотвращающих выход пара.

Конденсатоотводчик поплавкового типа (рис. 5.12) действует следующим образом. Конденсат через входной патрубок заполняет корпус, в результате чего поплавок всплывает и связанный с ним запорный клапан открывает выходное отверстие. По мере отвода конденсата поплавок опускается, и клапан закрывает отверстие. При переменном расходе конденсата поплавок то поднимается, то опускается, изменяя сечение проходного отверстия. Таким образом, клапан конденсатоотводчиков автоматически настраивается на выпуск такого количества конденсата, которое поступает из сушильных цилиндров.

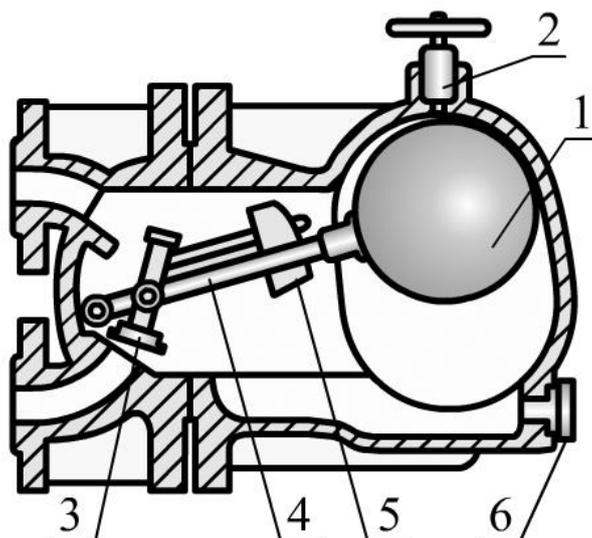


Рис. 5.12. Поплавковый конденсатоотводчик:

- 1 - поплавок; 2 - воздушник; 3 - клапан; 4 - рычаг; 5 - груз;
- 6 - дренажная пробка

Конденсатоотводчики такого типа являются надежными приборами для регулярного отвода конденсата из сушильных цилиндров. Однако это громоздкие и достаточно сложные устройства, которые требуют квалифицированной эксплуатации и систематического ремонта. Кроме того, продувка цилиндров (не менее одного раза в сутки) должна производиться вручную путем открытия продувочного крана.

Примером термостатического конденсатоотводчика, работа которого основана на некотором переохлаждении конденсата в нем, может служить конструкция сифонного конденсатоотводчика периодического действия (рис. 5.13).

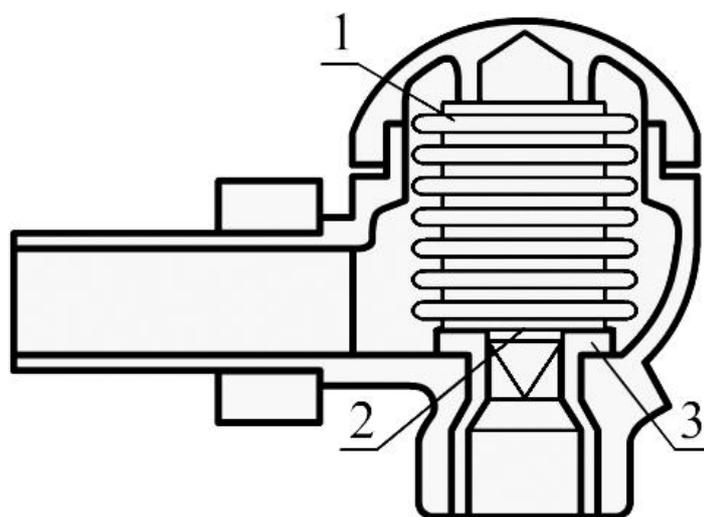


Рис. 5.13. Термостатический конденсатоотводчик с сифоном:  
1 - сифон; 2 - клапан; 3 – выпускное отверстие (седло)

Герметичная сифонная гармоника 1 заполнена легкокипящей жидкостью. Если конденсатоотводчик заполнен паром, то жидкость внутри сифона частично испаряется; вследствие увеличения внутреннего давления сифон стремится растянуться, и клапан 2 закрывает выпускное отверстие 3. Конденсатоотводчик постепенно заполняется конденсатом, который вследствие потери теплоты через стенки прибора охлаждается ниже температуры пара, поступающего в конденсатоотводчик. При этом сифон сжимается, и клапан открывает отверстие для выпуска конденсата. Слабым элементом такого конденсатоотводчика является термостатический сифон, на котором со временем вследствие усталости металла появляются волосяные трещины, и конденсатоотводчик выходит из строя.

На рис. 5.14 показан термодинамический конденсатоотводчик, принцип работы которого основан на законе Бернулли. Он состоит из корпуса, накидной гайки и клапана. При заполнении стояка конденсатом клапан поднимается, и конденсат из системы удаляется до тех пор, пока не пойдет пар, скорость истечения которого гораздо больше, чем жидкости. Под действием скоростного напора клапан прижимается к седлу. Если же поток пара прервался, то клапан снова приподнимается. Клапан полностью не перекрывает поток пара, он работает в пульсирующем режиме, но при этом значительно сокращается расход пролетного пара.

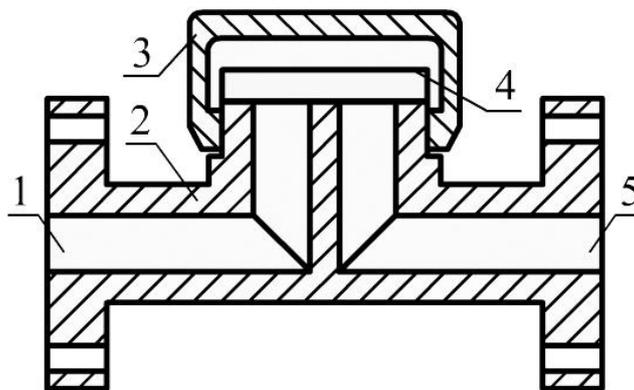


Рис. 5.14. Термодинамический конденсатоотводчик:

1 - пароконденсатная смесь; 2 - корпус клапана; 3 – накидная гайка; 4 - клапан; 5 - конденсат

Опыт эксплуатации термодинамических конденсатоотводчиков на предприятиях целлюлозно-бумажной промышленности показывает, что они очень требовательны к качеству установки и эксплуатации.

Клапан должен быть установлен в строго горизонтальном положении, иначе он смещается со своего рабочего положения. Конденсат должен быть чистым, чтобы не попадали загрязнения между клапаном и седлом.

На линиях отвода конденсата из сушильных цилиндров могут устанавливаться дроссельные (подпорные) шайбы (рис. 5.15) с калиброванными отверстиями для прохода конденсата и пролетного пара, необходимого для обеспечения последующих групп цилиндров. Если же это последняя группа, то количество пролетного пара принимается на 10 – 15 % больше расхода пара, необходимого для данной группы.

Кроме того, с помощью дроссельных шайб происходит выравнивание давления пара в конденсатных стояках сушильных цилиндров, имеющих различный расход пара, в результате чего стабилизируются удаление конденсата и тепловой режим сушильных цилиндров.

Принцип действия подпорной шайбы основан на различных условиях истечения конденсата и пара через отверстие. Пропускная способность подпорной шайбы по конденсату в 30 - 40 раз больше, чем по пару. Это позволяет ей непрерывно сбрасывать конденсат при минимальном количестве пролетного пара.

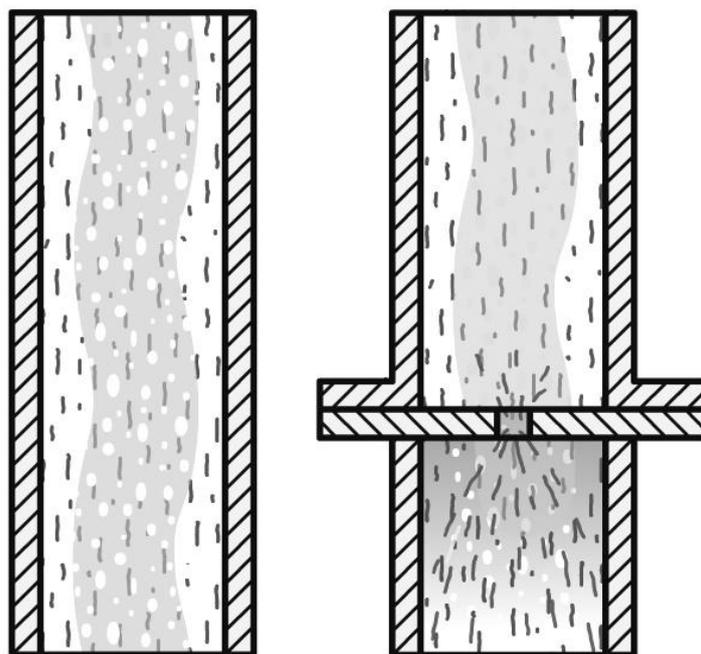


Рис. 5.15. Подпорная (дроссельная) шайба

Расход пара и конденсата через шайбу определяется по формуле

$$D = 0,01252 \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot \mu \cdot \sqrt{10^5 \cdot \Delta p_{\text{ш}} \cdot \rho} \quad ,$$

где  $D$  - пропускная способность шайбы, соответствующая расходу пара в пароприемнике при его нормальном режиме работы, кг/ч;  $\mu$  - коэффициент расхода, зависящий от профиля отверстия шайбы, определяемый экспериментально (обычно он имеет значение от 0,65 до 0,9);  $d_{\text{ш}}$  - внутренний диаметр шайбы для прохода пара или конденсата, мм;  $\Delta p_{\text{ш}}$  - разность давлений до и после подпорной шайбы, МПа;  $\rho$  - плотность пара или конденсата перед шайбой, кг/м<sup>3</sup>.

Вследствие огромной разницы в плотностях пара и воды и одинаковых значениях  $\mu$ ,  $d_{ш}$  и  $\Delta p_{ш}$  расход пара через шайбу составляет всего 3 - 5 % расхода конденсата по массе.

Однако дроссельные шайбы являются нерегулируемыми устройствами с постоянным проходным сечением, в то же время изменяются параметры пара и пароконденсатной смеси, изменяется производительность машины и, соответственно, расход пара, поэтому дроссельные шайбы могут способствовать заполнению цилиндров конденсатом или, наоборот, повышенному расходу пролетного пара.

### 5.7. Расчет расхода теплоты и пара на сушку бумаги

Расчет расхода теплоты для многоцилиндровых сушильных установок производится по уравнениям теплового баланса в предположении, что весь процесс сушки бумажного полотна разделяется на три периода: период прогрева, а также периоды постоянной и уменьшающейся скорости сушки.

Период прогрева характеризуется тем, что влагосодержание бумажного полотна изменяется незначительно (в расчетах принимается постоянным), а температура увеличивается от начальной  $\vartheta_0$  до температуры насыщения при атмосферном давлении  $\vartheta_1$ .

Расход теплоты в период прогрева при этом равен:

$$Q_{i\partial} = \frac{1}{\psi_{i\partial}} \cdot G_1 \cdot (c_{ш} + c_w \cdot u_1) \cdot (\vartheta_1 - \vartheta_0), \quad \text{кДж/ч},$$

где  $\psi_{пр}$  - коэффициент использования теплоты в период прогрева,  $\psi_{пр} = 0,98 - 1,0$ ;  $c_{ш}$  - теплоемкость сухого полотна,  $c_{ш} = 1,46$  кДж/(кг·К);  $c_w$  - теплоемкость влаги,  $c_w = 4,19$  кДж/(кг·К);  $G_m$  - производительность бумагоделательной машины по сухому материалу, кг/ч;  $u_0$  - начальное влагосодержание бумажного полотна (влагосодержание после прессовой части), кг/кг;  $\vartheta_0, \vartheta_1$  - температура бумажного полотна начальная (при входе в сушку) и в период постоянной скорости, °С.

Период постоянной скорости сушки (первый период) характеризуется тем, что влагосодержание бумаги изменяется от начального значения  $u_0$  до критической точки  $u_k$  по линейной зависимости, т. е. скорость сушки в этом периоде является величиной постоянной  $du/d\tau = \text{const}$ . Расход теплоты на сушку бумаги в этом периоде рассчитывается по формуле

$$Q_1 = \frac{1}{\psi_1} \cdot G_1 \cdot (u_1 - u_\varepsilon) \cdot r_1 = \frac{1}{\psi_1} \cdot G_1 \cdot (u_1 - u_\varepsilon) \cdot (i_{11} - c_w \cdot \vartheta_1), \text{ кДж/ч},$$

где  $\psi_1$  - коэффициент использования теплоты в период постоянной скорости сушки,  $\psi_1 = 0,92$ ;  $i_{11}$  - энтальпия образовавшегося пара в период постоянной скорости сушки,  $i_{11} = (2500 + 2 \cdot \vartheta_1)$  кДж/кг;  $u_k$  - критическое влагосодержание материала, для бумаги  $u_k = 0,8 \div 0,82$  кг/кг;  $r_1$  - теплота парообразования в период постоянной скорости сушки, кДж/кг.

Период уменьшающейся скорости сушки характеризуется тем, что влагосодержание бумаги уменьшается от критического  $u_k$  до конечного (равновесного)  $u_2$  по экспоненциальной зависимости, а температура изменяется от температуры в периоде постоянной скорости  $\vartheta_1$  до конечной  $\vartheta_2$ , которая близка к температуре сушильных цилиндров.

Расход теплоты в период уменьшающейся скорости сушки рассчитывается по формуле

$$Q_i = \frac{1}{\psi_2} \cdot G_1 [(c_{\text{пл}} + c_w \cdot u_2) \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) + (u_\varepsilon - u_2) \cdot (i_{12} - c_w \cdot \vartheta_2)], \text{ кДж/ч},$$

где  $\psi_2$  - коэффициент использования теплоты в период уменьшающейся скорости сушки,  $\psi_2 = 0,82$ ;  $\vartheta_2$  - температура бумажного полотна в конце сушки, °С;  $u_2$  - конечное влагосодержание бумажного полотна,  $u_2 = 0,06 - 0,09$  кг/кг;  $i_{12}$  - энтальпия пара в период уменьшающейся скорости сушки,  $i_{12} = (2500 + 2 \cdot \bar{\vartheta}_2)$  кДж/кг;  $\bar{\vartheta}_2$  - средняя температура бумажного полотна в период уменьшающейся скорости сушки,  $\bar{\vartheta}_2 = 0,5 \cdot (\vartheta_1 + \vartheta_2)$ , °С.

Если пароснабжение машины осуществляется по параллельной схеме, то тогда расход пара рассчитывается по формуле

$$D_{\text{п}} = (Q_{\text{пр}} + Q_{\text{I}} + Q_{\text{II}}) / (i''_{\text{п}} - i'_{\text{к}}), \text{ кг/ч},$$

где  $i''_{\text{п}}$  - энтальпия пара, поступающего в сушильную часть,  $i'_{\text{к}}$  - энтальпия конденсата, удаляемого из цилиндров, кДж/кг.

Если же пароснабжение осуществляется по каскадной схеме, то тогда расход пара определяется по отдельным периодам, считая, что периоды сушки совпадают с соответствующими паровыми группами цилиндров. Расход пара на сушку по периодам рассчитывается по формулам:

в период прогрева  $D_{пр} = Q_{пр} / (i''_{p3} - i'_{p4})$ , кг/ч ;

в период постоянной скорости сушки  $D_I = Q_I / (i''_{p2} - i'_{p3})$ , кг/ч ;

в период уменьшающейся скорости сушки  $D_{II} = Q_{II} / (i''_{p1} - i'_{p2})$ , кг/ч ,

где  $i''_{p1}, i''_{p2}, i''_{p3}$  - энтальпия пара на входе в соответствующие группы сушильных цилиндров, кДж/кг;  $i'_{p2}, i'_{p3}, i'_{p4}$  - энтальпия конденсата на выходе из соответствующих групп сушильных цилиндров, кДж/кг.

Общий расход пара на сушку бумаги

$$D_{II} = D_{пр} + D_I + D_{II} \text{ , кг/ч .}$$

В приведенных формулах принято, что свежий пар поступает в первую сушильную группу с давлением  $p_1$ , затем пролетный пар и пары вскипания поступают во вторую сушильную группу (давление  $p_2$ ) и далее - в третью группу (давление  $p_3$ ). Энтальпии пара изменяются в соответствии с изменением давления.

Для удаления неконденсирующихся газов и воздуха из сушильных цилиндров из последней паровой группы при каскадной схеме и в схеме с параллельным пароснабжением предусматривается продувка паром в количестве 2 - 5 % от общего расхода пара, поэтому суммарный расход пара равен

$$\Sigma D_{II} = (1,02 \div 1,05) \cdot D_{II} \text{ , кг/ч .}$$

Широкое практическое применение находит такой показатель, как удельный расход пара на 1 кг вырабатываемой сухой бумаги, который равен (без учета расхода пара на вентиляцию)

$$d_i = \frac{\Sigma D_i}{G_i} \text{ , кг пара/ кг бумаги ,}$$

где  $G_m$  - производительность машины, кг/ч .

Удельный расход пара, отнесенный к 1 кг испаренной влаги, определяется по соотношению

$$d_{\text{аэ}} = \frac{\Sigma D_i}{M_{\text{аэ}}} = \frac{\Sigma D_i}{G_i \cdot (u_1 - u_2)} \text{ , кг пара/ кг влаги ,}$$

где  $M_{\text{вл}}$  - количество испаряемой влаги в сушильной части, кг/ч.

Удельный расход теплоты на выработку 1 кг бумаги равен

$$d = \frac{Q_{\text{ио}} + Q_I + Q_{II}}{G_i} \text{ , кДж/кг бумаги .}$$

## 5.8. Кинетика контактно-конвективной сушки бумаги на многоцилиндровых установках

На многоцилиндровых контактно-конвективных установках сушка бумажного полотна происходит при переменном режиме – на сушильных цилиндрах происходит нагревание полотна, а на участках свободного хода - охлаждение за счёт активного испарения влаги.

На рис. 5.16 приведены кинетические кривые и термограммы контактно-конвективной сушки бумаги. По температурным кривым видно, что процесс сушки имеет циклический характер.

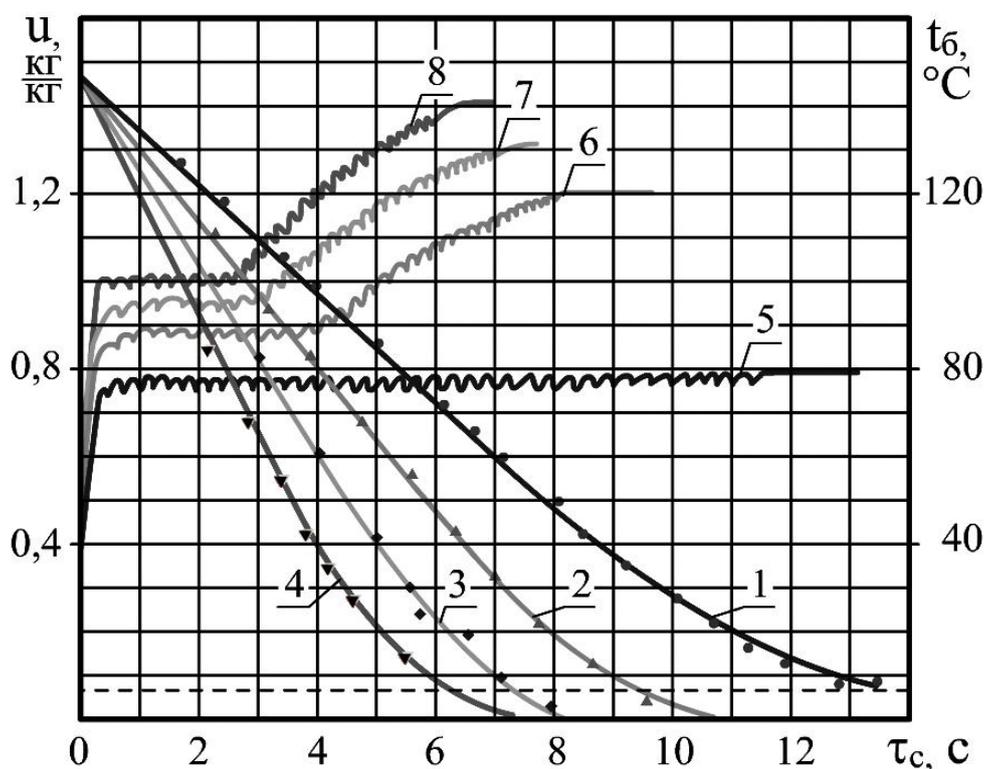


Рис. 5.16. Кинетические кривые и термограммы контактно-конвективной сушки бумаги массой квадратного метра  $50 \text{ г/м}^2$  при скорости движения полотна  $1000 \text{ м/мин}$  и различных температурах цилиндров: 1,5 -  $t_{ц} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 2,6 -  $t_{ц} = 110 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 3,7 -  $t_{ц} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 4,8 -  $t_{ц} = 170 \text{ }^\circ\text{C}$

Уравнение для расчета температуры бумажного полотна во время его нахождения на сушильном цилиндре имеет следующий вид

$$t_{a2} = t_{\delta} - \frac{t_{\delta} - t_{a1}}{\exp \frac{(1 - \varphi_1)(1 - \varphi_2) \cdot \alpha_{\delta\delta} \cdot \tau_{\delta}}{P_{\text{нн}} \cdot (c_{\text{нн}} + c_w \cdot u)}}, \text{ }^\circ\text{C},$$

где  $t_{ц}$  - температура сушильного цилиндра, °С;  $\alpha_{кт} = \alpha_2$  - коэффициент контактного теплообмена, Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\tau_{ц}$  - длительность контакта бумажного полотна с сушильным цилиндром, с;  $P_{сп}$  - масса квадратного метра сухого полотна, г/м<sup>2</sup>;  $c_{сп}$  - теплоемкость сухого полотна бумаги, кДж/(кг·К);  $c_w$  - теплоемкость воды, кДж/(кг·К);  $u$  - влагосодержание бумажного полотна, кг/кг;  $\varphi_1$  - доля влаги, испаряющаяся на сушильном цилиндре;  $\varphi_2$  - доля теплоты, участвующей в нагревании сушильной сетки или сукна.

Интенсивность испарения влаги на участке свободного хода бумажного полотна пропорциональна снижению температуры  $\Delta t$  и равна

$$m_{\dot{н\ddot{o}}} = \frac{P_{\dot{н\ddot{o}}} \cdot (c_{\dot{н\ddot{o}}} + c_w \cdot u) \cdot \Delta t}{3,6 \cdot r \cdot \tau_{\dot{н\ddot{o}}}}, \quad \text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч}),$$

где  $\Delta t = (t_{б2} - t_{б3})$  - изменение температуры бумажного полотна на участке свободного хода, °С;  $r$  - теплота парообразования, кДж/кг;  $\tau_{сх}$  - длительность свободного хода, с.

Таким образом, последовательно рассчитывая температуру бумажного полотна на сушильных цилиндрах и участках свободного пробега, можно определить термограмму сушки бумаги и, соответственно, массовую скорость испарения влаги на сушильных цилиндрах и участках свободного пробега.

## 5.9. Вентиляция многоцилиндровых контактно-конвективных сушильных установок

Система вентиляции (рис. 5.17) служит для удаления паровоздушной смеси, образующейся в процессе сушки бумаги. Теплоуловители системы вентиляции служат для утилизации низкопотенциальной теплоты ПВС. Таким образом, вентиляция оказывает существенное влияние на производительность сушильной части БДМ и снижение удельных расходов теплоты на сушку бумаги.

Материальный баланс сушильной части БДМ по абсолютно сухому воздуху выглядит следующим образом

$$L_{отс} = L_{нагн} + L_{пдс},$$

где  $L_{отс}$  - количество воздуха, удаляемого из сушильной части, кг/ч;  $L_{нагн}$  - количество воздуха, подаваемого под колпак, кг/ч;  $L_{пдс}$  - количество воздуха, подсасываемого из зала, кг/ч.

Тепловой баланс сушильной части БДМ выражается уравнением

$$Q_c - Q_{\text{сп}}^{\text{пр}} - Q_{\text{окр}} + Q_{\text{дв}} = L_{\text{пдс}} \cdot (I_7 - I_4) + L_{\text{нагн}} \cdot (I_7 - I_6) = \\ = a \cdot L_{\text{отс}} \cdot (I_7 - I_4) + (1 + a) \cdot L_{\text{отс}} \cdot (I_7 - I_6), \quad (5.1)$$

где  $a$  - доля воздуха, подсасываемого из зала (на основании опытных данных принимается  $a = L_{\text{пдс}} / L_{\text{отс}} = 0,3 \dots 0,4$ );  $Q_c$  - расход теплоты на сушку бумаги  $Q_c = Q_{\text{пр}} / \eta_{\text{пр}} + Q_{\text{I}} / \eta_{\text{I}} + Q_{\text{II}} / \eta_{\text{II}}$ , кДж / ч .

а

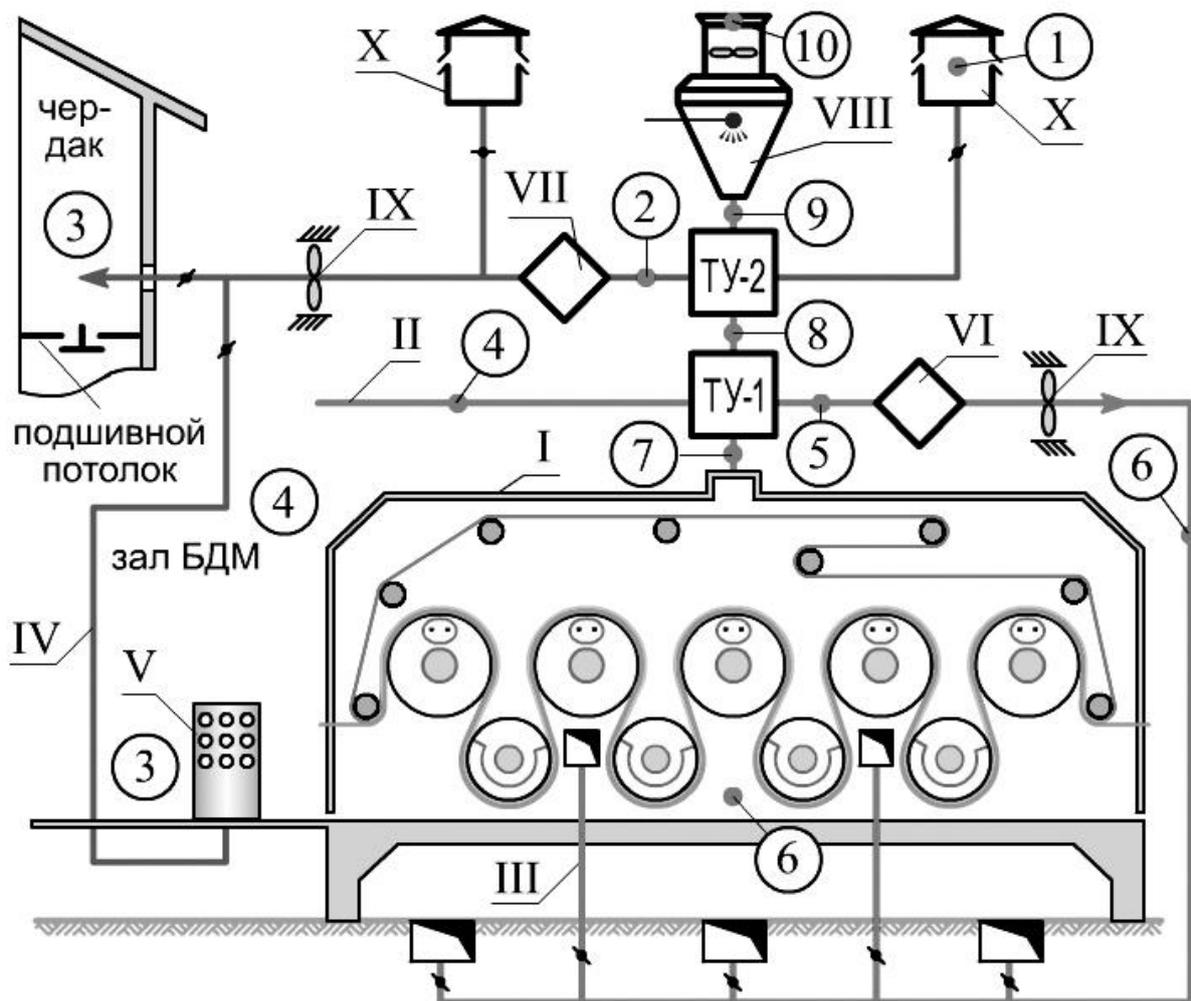


Рис. 5.17. Схема вентиляции (а) и процессы изменения состояния воздуха (б) в сушильной части БДМ:

I - вентиляционный колпак; II - сушильный воздух (линия технологической вентиляции); III - сеткопродувные камеры; IV - общеобменная вентиляция; V - воздухораспределительные устройства (колонки); ТУ-1, ТУ-2 - теплоуловители 1-й и 2-й ступени; VI, VII - калориферы 1-й и 2-й ступеней; VIII - скруббер для нагревания технологической воды; IX - осевые вентиляторы; X - забор свежего воздуха (с улицы, на крыше);

6

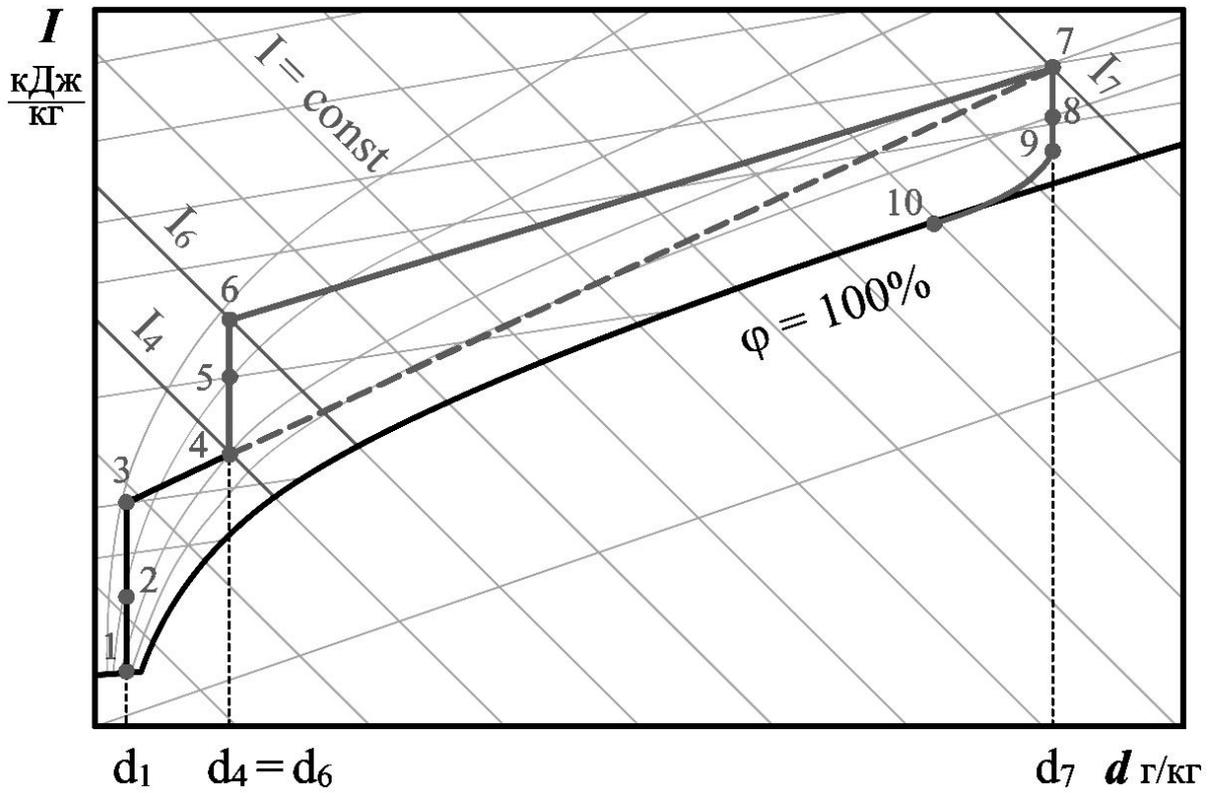


Рис. 5.17. Продолжение:

1-2 - нагрев наружного воздуха в ТУ-2; 2-3 – нагрев воздуха в калорифере 2-й ступени (VII); 3-4 - изменение состояния воздуха в зале БДМ (воздух из чердачного помещения смешивается с воздухом из зала, увлажняется и нагревается); 4-5 - нагрев воздуха из зала в ТУ-1; 5-6 - нагрев воздуха в калорифере 1-й ступени (VI); 6-7 - изменение состояния воздуха в сушильной части под колпаком (воздух впитывает водяные пары, выделившиеся в сушильной части, увлажняется и нагревается от сушильных цилиндров), далее влажный воздух именуем паровоздушной смесью (ПВС); 7-8 - охлаждение ПВС в ТУ-1; 8-9 - охлаждение ПВС в ТУ-2; 9-10 - охлаждение и осушение ПВС в скруббере (в оросительной камере, когда температура орошающей воды имеет температуру ниже точки росы)

Теплота, уносимая из сушильной части с нагретой бумагой (расход теплоты на нагревание сухого полотна)

$$Q_{\text{сп}}^{\text{нр}} = G_{\text{м}} \cdot (c_{\text{сп}} + c_{\text{w}} \cdot u_2)(t_{62} - t_4) , \text{ кДж / ч } ,$$

где  $t_{62} = (t_{\text{р1}}^{\text{нр}} - 15 \text{ } ^\circ\text{C})$  - температура бумаги на выходе из сушильной части машины,  $^\circ\text{C}$ ;  $t_4 = 25 \text{ } ^\circ\text{C}$  - температура в зале БДМ,  $^\circ\text{C}$ .

Потери теплоты в окружающую среду от поверхности вентиляционного колпака

$$Q_{\text{окр}} = 3,6 \cdot N_{\text{ог}} \cdot k_{\text{ог}} \cdot (t_{\text{в}} - t_4) , \text{ кДж / ч } ,$$

где  $N_{\text{ог}}$ ,  $k_{\text{ог}}$  - площадь поверхности,  $\text{м}^2$ , и коэффициент теплопередачи  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ , ограждений вентиляционного колпака;  $t_{\text{в}}$  - средняя температура воздуха под колпаком,  $^\circ\text{C}$ .

Мощность двигателей сушильной части  $N_{\text{дв}}$  может быть рассчитана по приближенной формуле

$$N_{\text{дв}} = k_{\text{н}} \cdot b_{\text{п}} \cdot w_{\text{п}} \cdot (n_{\text{ц}} + n_{\text{с}}) \cdot D_{\text{ц}} , \text{ кВт } ,$$

где  $k_{\text{н}} = 0,002 \dots 0,003$  - удельный расход энергии, отнесенный к 1 м диаметра цилиндра,  $\text{кВт} \cdot \text{мин}/\text{м}^3$ ;  $b_{\text{п}}$  - ширина полотна, м;  $w_{\text{п}}$  - скорость полотна, м/мин;  $D_{\text{ц}}$  - диаметр цилиндра, м;  $n_{\text{ц}}$ ,  $n_{\text{с}}$  - число сушильных и сукносушильных цилиндров.

Теплота, выделенная в подшипниках цилиндров, определяется из мощности двигателей  $Q_{\text{дв}} = 3600 \cdot N_{\text{дв}}$ , кДж / ч.

Общий массовый расход воздуха для ассимиляции водяных паров, образовавшихся в сушильной части БДМ, определяется по уравнению

$$L_{\text{с}} = L_{\text{отс}} = 1000 \cdot M / (d_7 - d_6) ,$$

где  $M$  - количество влаги, испаряемое в сушильной части, кг/ч;  $d_6$ ,  $d_7$  - соответственно, влагосодержания воздуха на входе и выходе из-под колпака, г/кг.

Энтальпия воздуха после отдельных ступеней регенеративного теплообменника определяется по соотношениям

$$\text{на выходе из первой ступени: } I_8 = I_7 - 0,7 \cdot (I_5 - I_4) ;$$

$$\text{на выходе из второй ступени: } I_9 = I_8 - (I_2 - I_1) .$$

В расчетах систем вентиляции можно принимать следующие параметры: свежего воздуха для зимнего периода (точка 1)  $t_1 = -11^\circ\text{C}$ ,  $\phi_1 = 100\%$ ; нагретого воздуха (точка 3)  $t_3 = 18 - 20^\circ\text{C}$ ; воздуха, подсасываемого из зала БДМ (точка 4)  $t_4 = 25^\circ\text{C}$ ; воздуха, нагнетаемого под колпак (точка 6)  $t_6 = 50 \div 55^\circ\text{C}$ . Из уравнения теплового баланса сушильной установки (5.1) определяется энтальпия удаляемой ПВС  $I_7$ .

### 5.10. Расчет теплоуловителей для системы вентиляции

Теплоуловители 1-й и 2-й ступеней (ТУ-1 и ТУ-2) предназначены для утилизации теплоты отработанной паровоздушной смеси. В ТУ-1 нагревается сушильный воздух, подаваемый под машину, а в ТУ-2 - воздух общеобменной вентиляции, основная часть которого направляется в рабочую зону зала (60%), а остальной воздух (40%) подается в чердачное помещение для нагревания подшивного потолка. Теплоуловители могут выполняться трубчатыми, пластинчатыми и из профильных листов. По межтрубному пространству (рис. 5.18) движется нагреваемый воздух, а по трубам - паровоздушная смесь.

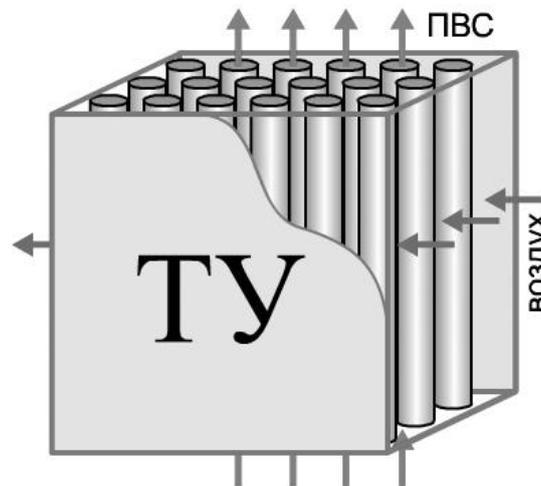


Рис. 5.18. Трубчатый газоздушный теплоуловитель

Количество теплоты, передаваемой в ТУ-1

$$Q_1 = L_c \cdot (I_7 - I_8) .$$

Количество теплоты, передаваемой в ТУ-2

$$Q_2 = L_c \cdot (I_8 - I_9) .$$

Поверхность теплообменников определяется по формуле

$$H = Q / (3,6 \cdot \xi \cdot k \cdot \Delta t),$$

где  $Q$  - количество теплоты, переданной в теплообменнике, кДж/ч;  
 $k$  - коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $\xi$  - коэффициент  
загрязнения.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \alpha_1 \cdot \alpha_2 / (\alpha_1 + \alpha_2),$$

где  $\alpha_1$  - коэффициент теплоотдачи со стороны нагреваемого воздуха,  
Вт/(м<sup>2</sup> · К);  $\alpha_2$  - коэффициент теплоотдачи со стороны паровоздушной  
смеси, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Коэффициент теплоотдачи на стороне нагреваемого сухого  
воздуха при поперечном обтекании труб

$$\alpha_1 = 0,177 \cdot \frac{\lambda}{d_i} \left( \frac{w \cdot d_i}{\nu} \right)^{0,64},$$

где  $\lambda$  - теплопроводность воздуха, Вт/(м·К);  $\nu$  - коэффициент  
кинематической вязкости воздуха, м<sup>2</sup>/с;  $w$  - скорость воздуха, м/с;  
 $d_n$  - наружный диаметр труб, м.

В трубчатых теплообменниках коэффициент теплоотдачи при  
движении воздуха внутри труб

$$\alpha_1 = 0,018 \cdot \frac{\lambda}{d_y} \left( \frac{w \cdot d_y}{\nu} \right)^{0,8},$$

где  $d_3 = 4 \cdot f / \Pi$  - эквивалентный диаметр каналов, м;  $f$  - площадь  
сечения, м<sup>2</sup>;  $\Pi$  - периметр канала, м.

Влияние конденсации пара на среднее значение коэффициента  
теплоотдачи на стороне влажного воздуха учитывается формулой

$$\alpha'_2 = \alpha_2 \cdot \left( 1 + \frac{\Delta d \cdot (i_i - i_e)}{1000 \cdot \delta t \cdot c_a} \right),$$

где  $\alpha'_2$  - коэффициент теплоотдачи влажного воздуха при отсутствии  
конденсации пара;  $\Delta d$ ,  $\delta t$  - снижение влагосодержания и температуры  
отработанного воздуха;  $i_i$ ,  $i_k$  - энтальпия пара в воздухе и  
образующегося конденсата;  $c_a$  - теплоемкость воздуха при начальном  
влагосодержании.

Коэффициент загрязнения для выполнения инженерных  
расчетов можно принимать  $\xi = 0,75 \div 0,8$ .

## Контрольные вопросы по главе 5

1. При какой скорости сушильных цилиндров происходит образование конденсатного кольца?
2. Для какого конденсатоотводящего устройства нужен большой перепад давления между сушильным цилиндром и конденсатопроводом?
3. Какое конденсатоотводящее устройство может обеспечить наиболее полное удаление конденсата из цилиндра?
4. Какой пар подается в сушильные цилиндры бумагоделательной машины?
5. При выполнении какого расчета определяется количество цилиндров БДМ?
6. Подберите синоним термину водоотделитель.
7. В каком периоде скорость сушки бумаги является постоянной величиной?
8. Что используется для обогрева сушильных цилиндров при безобрывной проводке полотна?
9. С какой целью устанавливают термопанки?
10. Как конденсатное кольцо влияет на процесс теплообмена?
11. Каким будет режим образования конденсата при скорости 200 м/мин?
12. Какое конденсатоотводящее устройство будет продолжать работу в случае остановки цилиндра?
13. В каком случае коэффициент контактного теплообмена на поверхности цилиндра возрастает?
14. Что происходит в диффузоре термокомпрессора?
15. Как изменяется мощность, затрачиваемая на привод цилиндра, при образовании конденсатного кольца?
16. Какой элемент является обязательным в схеме группового пароснабжения?
17. В какой пароконденсатной схеме после каждого цилиндра устанавливают конденсатоотводчик?
18. К какому типу конденсатоотводящих устройств относится конденсатоотводчик с сильфоном?
19. Какие виды теплообмена участвуют при передаче теплоты от нагретой поверхности сушильного цилиндра влажному полотну?
20. Что такое активная поверхность сушильного цилиндра?
21. Какое устройство используют для утилизации теплоты паровоздушной смеси?

22. Из каких материалов изготавливают сушильные сукна?
23. Нужны ли сукносушители, если на машине установлены сушильные сетки?
24. Какие виды теплообмена участвуют при передаче теплоты от греющего пара к внутренней поверхности сушильного цилиндра?
25. Для чего служит технологическая вентиляция сушильной части БДМ?
26. Что оказывает наибольшее термическое сопротивление при передаче теплоты от конденсирующегося пара?
27. Какое влияние на теплообмен оказывает воздух, находящийся в полости сушильного цилиндра?
28. Для чего служат вакуумные валы в схеме с безобрывной проводкой полотна?

## ГЛАВА 6

### ТЕРМОРАДИАЦИОННЫЕ СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ

#### 6.1. Теория радиационной сушки влажных материалов

Сушка влажных материалов, при которой теплота, необходимая для нагревания материала и испарения влаги, передается лучистой энергией, называется радиационной сушкой, или сушкой инфракрасными лучами (ИК - лучами). Носителями лучистой энергии являются электромагнитные колебания с длиной волны от долей микрона (микрометра) до многих километров.

Примерная классификация излучения по длине волны следующая [6]

<i>Длина волны</i>	<i>Вид излучения</i>
$0,05 \cdot 10^{-6}$ мкм .....	космическое
$(0,5 - 1,0) \cdot 10^{-6}$ мкм .....	$\gamma$ - излучение
$1 \cdot 10^{-6} - 20 \cdot 10^{-3}$ мкм .....	рентгеновское
$20 \cdot 10^{-3} - 0,4$ мкм .....	ультрафиолетовое
$0,4 - 0,8$ мкм .....	видимое
$0,8$ мкм - $0,8$ мм .....	тепловое (инфракрасное)
$0,2$ мм - X км .....	радиоволны

Суммарное излучение, проходящее через произвольную поверхность  $F$  в единицу времени, называется потоком излучения  $Q$  (Вт). Лучистый поток, испускаемый с единицы поверхности по всем направлениям, называется плотностью потока излучения, или энергетической освещенностью  $E$  (Вт/м<sup>2</sup>).

Основной закон теплового излучения - закон Планка, описывающий мощность излучения абсолютно черного тела  $E_{0\lambda} = dE/d\lambda$ , Вт/(м<sup>2</sup>·мкм), как функцию температуры  $T$  (К) и длины волны  $\lambda$  (мкм)

$$E_{0\lambda} = \frac{c_1 \cdot \lambda^{-5}}{e^{\frac{c_2}{\lambda \cdot T}} - 1},$$

где  $e$  - основание натурального логарифма;  $c_1, c_2$  - константы.

На рис.6.1, где закон Планка представлен графически, видно, что при повышении температуры мощность излучения возрастает (мощность излучения соответствует площади под кривой), а ее максимум смещается в сторону меньших длин волн.

Связь между максимальной длиной волны  $\lambda_{\max}$  и температурой излучающей поверхности  $T$  определяется законом Вина

$$\lambda_{\max} \cdot T = 2898, \text{ мкм} \cdot \text{К} .$$

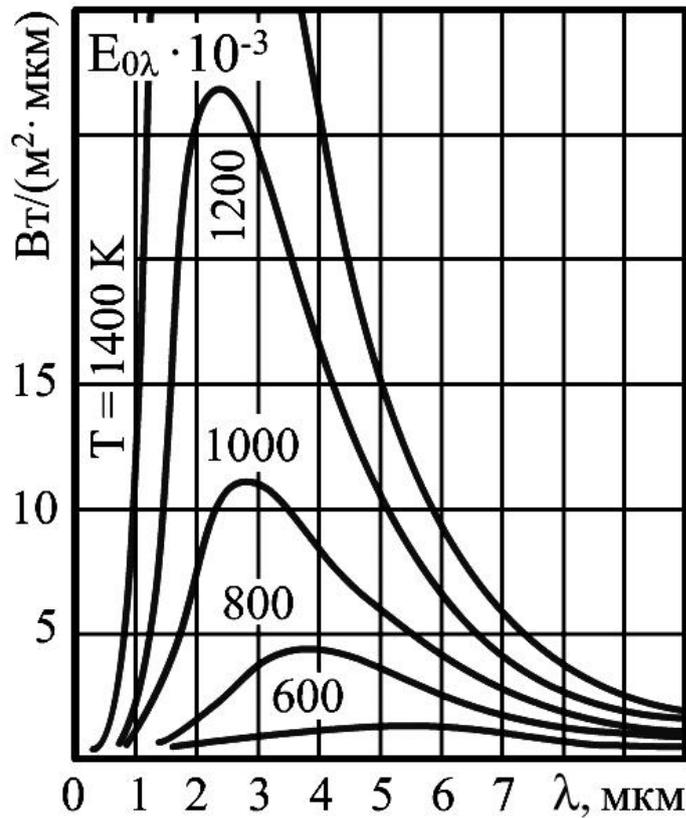


Рис. 6.1.  $E_{0\lambda} = f(\lambda, T)$  по закону Планка

Полное количество энергии, излучаемое 1 м<sup>2</sup> нагретой поверхности абсолютно черного тела в единицу времени, определяется законом Стефана-Больцмана. Применительно к реальным серым телам этот закон имеет вид

$$E = c_0 \cdot (T/100)^4 ,$$

где  $c_0 = 5,7$  - коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $T$  - абсолютная температура поверхности излучателя, К.

Поток излучения  $Q$  при попадании на другие тела частью поглощается  $Q_A$ , частью отражается  $Q_R$ , частью проходит сквозь тело  $Q_D$  :

$$Q_A + Q_R + Q_D = Q \quad \text{или} \quad A + R + D = 1.$$

Излучательная способность тела тем больше, чем больше его поглощательная способность  $A$ . Тело, полностью поглощающее все

попадающие на него лучи ( $A = 1$ ), называется абсолютно черным. Для серых тел величина  $A < 1$  и численно равна степени черноты тела  $\varepsilon$ .

В замкнутой системе, состоящей из двух серых тел, количество теплоты, передаваемое от излучателя материалу, определяется по формуле

$$Q_{\text{вс}} = c_{\text{и}} \cdot \varepsilon_{\text{и}} \cdot H \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right],$$

где  $T_1, T_2$  - абсолютная температура излучателя и лучевоспринимающего материала;  $H = F_1 \cdot \varphi_{12} = F_2 \cdot \varphi_{21}$  - взаимная излучающая поверхность;  $F_1, F_2$  - поверхности излучателя и материала;  $\varphi_{12}, \varphi_{21}$  - коэффициенты облученности (чисто геометрические параметры, зависящие только от формы и взаимного расположения тел);  $\varepsilon_{\text{пр}}$  - приведенная степень черноты

$$\varepsilon_{\text{и}} = \frac{1}{1 + \left( \frac{1}{\varepsilon_1} - 1 \right) \cdot \varphi_{12} + \left( \frac{1}{\varepsilon_2} - 1 \right) \cdot \varphi_{21}},$$

где  $\varepsilon_1, \varepsilon_2$  - степень черноты лучеиспускательной и лучепоглощательной поверхностей.

Удельный тепловой поток при лучистом теплообмене можно определить по уравнению Ньютона-Рихмана

$$q_{\text{л}} = \alpha_{\text{л}} (T_1 - T_2),$$

где коэффициент лучистого теплообмена

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{q_{\text{л}}}{T_1 - T_2} = \frac{c_0 \cdot \varepsilon_{\text{пр}} \cdot \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}.$$

Интенсивность сушки при этом определяется с помощью теплоты фазового превращения влаги  $r$

$$m = q_{\text{л}} / r.$$

При радиационной сушке нагрев материала и испарение из него влаги происходит в результате поглощения лучистой энергии, испускаемой высокотемпературным источником. Известно, что

влажные материалы представляют собой капиллярно-пористые тела, вглубь которых частично проникают тепловые инфракрасные лучи. Проникновение лучистой энергии вглубь материала способствует более равномерному его нагреву по толщине, что позволяет увеличить интенсивность тепломассообмена. Мощность теплового потока при радиационной сушке в 30 - 70 раз больше по сравнению с конвективной.

ИК-излучатели применяют в целлюлозно-бумажном производстве для подогрева влажного полотна перед прессованием с целью снижения вязкости воды, используют как бесконтактный способ подвода теплоты после клеильного пресса или меловальной установки во избежание загрязнения поверхности сушильных цилиндров. Позонная установка ИК-излучателей позволяет регулировать профиль влажности по ширине бумажного полотна за счет дополнительно подводимой тепловой энергии в те места, где содержание влаги превышает допустимые значения.

Сушке инфракрасными лучами подвергаются лаки и эмали, нанесенные на поверхность различных изделий. Широко применяются комбинированные методы сушки, при которых инфракрасный нагрев совмещается с конвективным тепломассообменом. Кинопленка сушится радиационно-конвективным способом.

При сушке инфракрасными лучами в псевдооживленном слое зернистых материалов (нитрофоски, силикагеля и др.) производительность сушилок возрастает в 2-3 раза.

## **6.2. Конструкции терморadiационных сушильных установок**

В качестве источников ИК-излучения используют длинноволновые (более 4 мкм) газовые (беспламенные горелки) или электрические ИК-излучатели с оболочкой из пористой керамики или диоксидного огнеупора с температурой излучающей поверхности 300 – 800 °С, а также панели, обогреваемые высокотемпературными продуктами сгорания. Средневолновые ИК-излучатели (2 – 4 мкм) с телами накала из вольфрама или нихрома обычно изготавливают трубчатыми в оболочке из кварцевого стекла, с температурой 900 – 1200 °С. Коротковолновые излучатели (0,8÷2 мкм) выполняют в виде кварцевых галогенных ламп с температурой от 2200 °С и выше.

Применение того или иного типа излучателя зависит от множества факторов: свойств сушимого материала, его влажности, доступности электроэнергии или горючего газа.

Известно, что влажные материалы в области малых длин волн имеют прерывистый спектр поглощения и, соответственно, низкую поглощательную способность [7]. Однако, чем больше длина волны, тем меньше глубина проникновения ИК- лучей [8].

На основании сравнительного анализа спектров излучения нагретых панелей и спектров поглощения бумаги ученые [9] пришли к выводу, что оптимальная температура излучателя находится в пределах  $600 \div 700 \text{ }^\circ\text{C}$ , а наиболее эффективным оказывается использование инфракрасного излучения в периоде прогрева и постоянной скорости сушки.

На рис. 6.2 представлен блок радиационно-конвективной сушильной установки, который состоит из съемных электрических ИК- излучателей, вентилятора, воздуховодов, всасывающего и выхлопного патрубков. ИК- излучатели выполнены в виде отдельных модулей, состоящих из профильных динасовых пластин, внутри которых расположены электрические спирали.

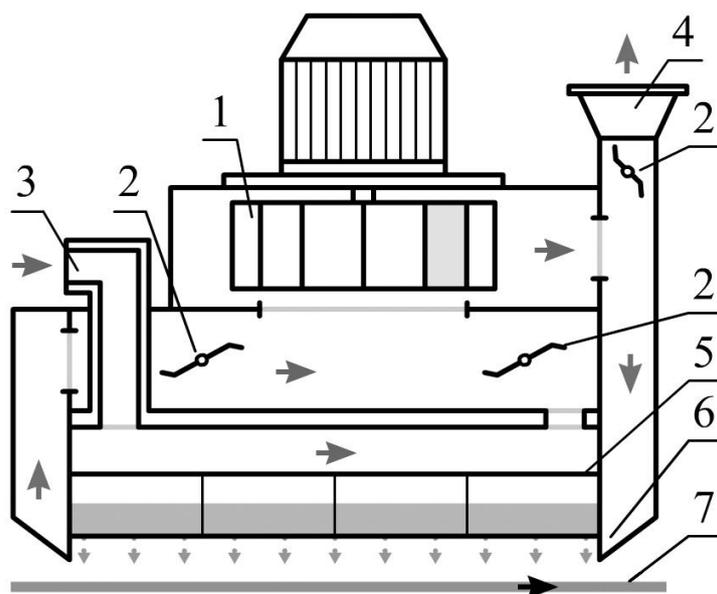


Рис. 6.2. Блок радиационно - конвективной сушильной установки:

1 - вентилятор; 2 - регулирующие шиберы; 3 - забор свежего воздуха; 4 - выброс отработанного воздуха; 5 – инфракрасные излучатели; 6 - обдув полотна бумаги; 7 – полотно бумаги

Основным источником энергии для испарения влаги является теплота, излучаемая ИК- модулями, расположенными на расстоянии 25 – 50 мм над поверхностью бумажного полотна. Для ассимиляции водяных паров служит сушильный воздух, который нагревается за счет обтекания внутренней поверхности излучателей, одновременно

охлаждая электрические контакты, после чего подается на влажное полотно с температурой 125 °С. Для поддержания определенного влагосодержания часть отработанного воздуха выбрасывается в атмосферу, и такое же количество свежего воздуха подается в систему. В случае обрыва и при заправке полотна вся конструкция отводится от поверхности материала с помощью подъемных механизмов.

Потребляемая электрическая мощность такого устройства составляет 50 кВт на 1м<sup>2</sup>, интенсивность испарения влаги при этом достигает 50 кг/(м<sup>2</sup>ч). Подобные устройства являются эффективным средством для интенсификации испарения влаги и коррекции профиля влажности по ширине полотна на бумаго- и картоноделательных машинах.

Ламповые сушилки отличаются безынерционностью. В качестве излучателей в них используются зеркальные лампы мощностью 250 и 500 Вт с параболическими рефлекторами и вольфрамовой нитью с пониженной температурой накаливания до 2500 К.

Схема ламповой сушилки для подсушки полимеров приведена на рис. 6.3.

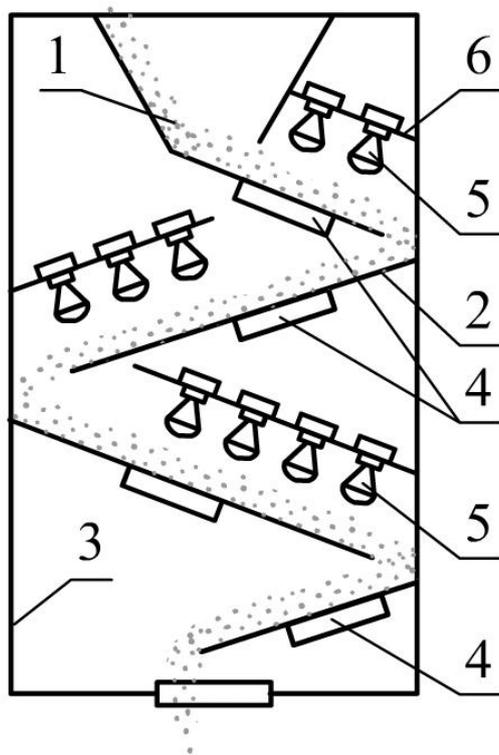


Рис. 6.3. Схема ламповой сушилки

Полимерный материал из бункера 1 поступает на многорядный наклонный вибротранспортер 2, который заключен в кожух 3. Материал пересыпается с полки на полку под действием вибраторов 4

и подсушивается за счет излучения ламп 5, установленных на неподвижных опорах 6. Толщина слоя материала 25÷30 мм, интенсивность излучения 1,5 кВт на 1 м<sup>2</sup> поверхности материала. Расстояние от материала до ламп 280 мм.

При расчете количества ламповых излучателей плотность потока излучения  $E$  при расположении ламп по вершинам прямоугольника можно найти по формуле

$$E = P_{\text{л}} \cdot U_{\text{э}} \cdot a_0 / l^2 ,$$

Расстояние между лампами

$$l = \sqrt{P_{\text{э}} \cdot U_{\text{э}} \cdot a_1 / E} ,$$

где  $P_{\text{л}}$  - мощность лампы, Вт;  $U_{\text{э}} = 0,7 \div 0,85$  - коэффициент эффективности источника излучения;  $a_0$  - коэффициент многократных отражений

$$a_0 = 1 / (1 - p_{\text{к}} \cdot p_{\text{м}} \cdot \varphi) ,$$

где  $p_{\text{к}} = 0,2$  - коэффициент отражения камеры;  $p_{\text{м}} = 0,5$  - коэффициент отражения материала;  $\varphi = 0,7 \div 0,8$  - доля потока, отраженного камерой.

При шахматном расположении ламп

$$E = P_{\text{л}} \cdot U_{\text{э}} \cdot a_0 / (0,87 \cdot l^2) ,$$

$$l = 1,07 \sqrt{P_{\text{л}} \cdot U_{\text{э}} \cdot a_0 / E} .$$

По плотности излучения  $E$  можно определить количество ламп

$$n = E \cdot F_{\text{обл}} / (P_{\text{л}} \cdot U_{\text{э}} \cdot a_0 \cdot \eta_{\text{л}}) ,$$

где  $F_{\text{обл}}$  - площадь облучаемой поверхности изделий, м<sup>2</sup>;  $\eta_{\text{л}} = 0,7 \div 0,75$  - энергетический КПД лампы.

При расчете темного излучателя (панельного типа) его мощность можно найти по формуле, где КПД излучателя  $\eta_{\text{тем}} = 0,8 \div 0,9$

$$P_{\text{тем}} = E \cdot F_{\text{обл}} / \eta_{\text{тем}} .$$

При известном коэффициенте конвективного теплообмена  $\alpha_{\text{к}}$  плотность излучения можно найти по следующей формуле

$$E = S \cdot \alpha_{\text{к}} \cdot (t_2 - t_{\text{в}}) / A ,$$

где  $A$  - поглощательная способность материала;  $S = F / F_{\text{обл}}$  - отношение площадей полной поверхности к облучаемой ее части, при одностороннем облучении листового материала  $S = 2$ ;  $t_2$  и  $t_{\text{в}}$  - соответственно, максимальная или установившаяся температура материала и температура окружающего воздуха в сушилке, °С.

При расчете ИК-сушки покрытий расходом теплоты на испарение растворителя можно пренебречь (так как лучистая энергия тратится в основном на нагревание изделия и потери в окружающую среду). В этом случае продолжительность сушки  $\tau$  (ч) можно найти из уравнения теплового баланса [8]

$$\tau = \frac{1}{D} \cdot \ln \frac{B + D \cdot (\vartheta_2 - t_{\text{а}})}{B + D \cdot (\vartheta_1 - t_{\text{а}})},$$

$$B = 3,6 \cdot A \cdot E / (S \cdot c_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \sigma_{\text{м}}), \quad D = -3,6 \cdot \alpha_{\text{к}} / (c_{\text{м}} \cdot \rho_{\text{м}} \cdot \sigma_{\text{м}}),$$

где  $c_{\text{м}}$  - теплоемкость облучаемого тела, кДж/(кг·К);  $\rho_{\text{м}}$ ,  $\sigma_{\text{м}}$  - соответственно, плотность (кг/м<sup>2</sup>) и толщина (м) облучаемого тела;

$\vartheta_0$  и  $\vartheta_2$  - соответственно, начальная и конечная (установившаяся) температура материала, °С.

### Контрольные вопросы по главе 6

1. Что происходит согласно закону Планка при повышении температуры излучателя?
2. У какого вида излучения наибольшая длина волны?
3. Какие лучи обладают большей проникающей способностью?
4. Чему равна поглотительная способность серого тела?
5. Как называется суммарное излучение, проходящее через произвольную поверхность F в единицу времени?
6. Какому значению равен коэффициент излучения абсолютно черного тела?
7. В каком диапазоне длин волн сосредоточено ИК-излучение?
8. От чего зависит излучательная способность тела?
9. Каким законом определяется связь между максимальной длиной волны  $\lambda_{\text{max}}$  и температурой излучающей поверхности T?
10. Каким законом определяется полное количество энергии, излучаемое 1 м<sup>2</sup> нагретой поверхности абсолютно черного тела в единицу времени?
11. От чего зависят коэффициенты облученности  $\varphi_{12}$ ,  $\varphi_{21}$  ?
12. Какую поглотительную способность имеют влажные материалы в области малых длин (менее 2 мкм) волн?
13. Какое тело называется абсолютно черным?
14. В каком из периодов сушки бумаги использование ИК-излучения оказывается наиболее эффективным?

15. К какому типу излучателей относятся кварцевые галогенные лампы?
16. Что такое насыщенный пар?
17. Что такое перегретый водяной пар?
18. Что такое температура точки росы?
19. Что такое температура смоченного термометра?
20. Когда температура по сухому термометру выше температуры смоченного термометра?
21. Что такое термовлажностное отношение или угловой коэффициент процесса?
22. Что такое испарение?

## **БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Бельский А.П. Проектирование и эксплуатация тепломассообменных сушильных установок: учеб. пособие/ЛТА. Л., 1992.
2. Лебедев П.Д. Расчет и проектирование сушильных установок. –М.-Л.: Госэнергоиздат, 1963.
3. Жучков П.А. Тепловые процессы в целлюлозно-бумажном производстве. -М.: Лесная промышленность, 1978.
4. Лыков А. В. Сушка в химической промышленности. -М.: Химия, 1970.
5. Расчет и проектирование барабанной сушильной установки: метод. указания /сост. В.Ю. Лакомкин, А.П. Бельский; СПб ГТУРП. СПб., 1994.
6. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. -М.: Энергия, 1977.
7. Лыков А. В. Теория сушки. -М.: Энергия, 1968.
8. Лебедев П.Д. Сушка инфракрасными лучами. -М.-Л.: Госэнергоиздат, 1955.
9. Бельский А.П. Расчет и проектирование сушильной части бумагоделательных машин: учеб. пособие / СПбГТУРП. СПб., 2000.
10. Расчет и проектирование пневматической сушильной установки: метод. указания / сост. В.Ю.Лакомкин , Л.В. Зысин; СПбГТУРП. СПб., 1994.
11. Нестеренко А.В. Основы термодинамических расчетов вентиляции и кондиционирования воздуха. -М.: Высшая школа, 1971.
12. Красников В.В. Кондуктивная сушка. -М.: Энергия, 1973.
13. Оборудование для систем вентиляции: Каталог оборудования. -М.: Климатвентмаш, 2004.

## Оглавление

Введение .....	3
ГЛАВА 1. ТЕРМОДИНАМИКА ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА .....	4
1.1. Классификация сушильных установок .....	4
1.2. Свойства (параметры) влажного воздуха .....	5
1.3. Связь между параметрами влажного воздуха .....	9
1.4. I-d диаграмма влажного воздуха и процессы на ней .....	12
1.5. Схема теоретической сушильной установки с разомкнутым циклом. ....	15
1.6. Схема теоретической сушильной установки с комбинированным нагревом воздуха .....	17
1.7. Схема теоретической сушильной установки со ступенчатым нагревом воздуха .....	19
1.8. Схема теоретической сушильной установки с рециркуляцией воздуха .....	21
1.9. Уравнение теплового баланса камеры смешения.....	24
1.10. Тепловой баланс действительной сушильной установки.....	25
1.11. Тепловой баланс теоретической сушильной установки.....	28
1.12. Повышение эффективности использования теплоты в сушильных установках .....	30
Контрольные вопросы по главе 1 .....	32
ГЛАВА 2. СУШКА ВЛАЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ ТОПОЧНЫМИ ГАЗАМИ....	34
2.1. Сушка материалов топочными газами.....	34
2.2. Схема газовой сушильной установки с камерой смешения .....	37
2.3. Схема газовой сушильной установки с рециркуляцией .....	39
2.4. Топки для сушильных установок .....	41
Контрольные вопросы по главе 2 .....	45
ГЛАВА 3. КИНЕТИКА И ТЕПЛОМАССОБМЕН ПРИ СУШКЕ ВЛАЖНЫХ МАТЕРИАЛОВ .....	46
3.1. Влажность твердых материалов .....	46
3.2. Классификация форм связи влаги с материалом .....	47
3.3. Изотермы сорбции и десорбции.....	49
3.4. Кинетика сушки влажных материалов .....	50
3.5. Тепломассоперенос во влажных материалах.....	57
3.6. Тепломассообмен с окружающей средой.....	61
Контрольные вопросы по главе 3 .....	64
ГЛАВА 4. КОНВЕКТИВНЫЕ СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ.....	66
4.1. Камерная сушильная установка .....	66
4.2. Конвективная установка непрерывного действия для сушки ленточных и листовых материалов .....	69
4.3. Конвективная установка с сопловым обдувом .....	71
4.4. Ленточная установка для сушки кусковых и волокнистых материалов .....	74
4.5. Аэрофонтанная сушильная установка .....	76
4.6. Сушильная установка с кипящим слоем .....	78
4.7. Пневматическая сушильная установка (труба-сушилка) .....	82
4.8. Барабанная сушильная установка .....	92

Контрольные вопросы по главе 4 .....	97
<b>ГЛАВА 5. МНОГОЦИЛИНДРОВЫЕ КОНТАКТНО-КОНВЕКТИВНЫЕ СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ .....</b>	<b>99</b>
5.1. Описание сушильной части БДМ.....	99
5.2. Теплообмен на сушильных цилиндрах.....	102
5.3. Удаление конденсата из цилиндров.....	106
5.4. Пароконденсатные системы .....	109
5.5. Водоотделитель .....	113
5.6. Конденсатоотводчики.....	115
5.7. Расчет расхода теплоты и пара на сушку бумаги .....	119
5.8. Кинетика контактно-конвективной сушки бумаги на многоцилиндровых установках .....	122
5.9. Вентиляция многоцилиндровых контактно-конвективных сушильных установок .....	123
5.10. Расчет теплоуловителей для системы вентиляции.....	127
Контрольные вопросы по главе 5.....	129
<b>ГЛАВА 6. ТЕРМОРАДИАЦИОННЫЕ СУШИЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ .....</b>	<b>131</b>
6.1. Теория радиационной сушки влажных материалов .....	131
6.2. Конструкции терморadiационных сушильных установок.....	134
Контрольные вопросы по главе 6.....	138
Библиографический список .....	139