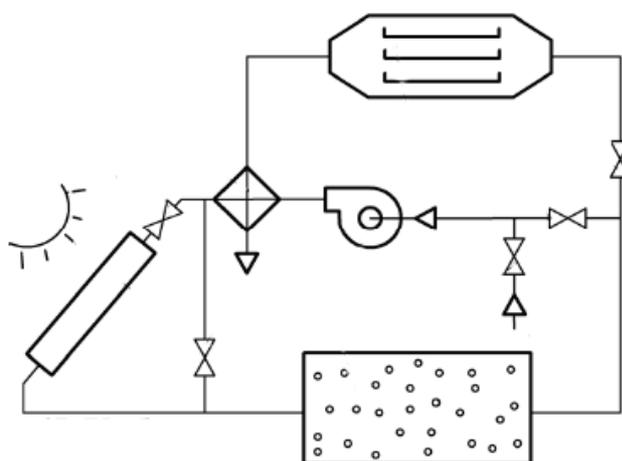


А.Г. Липин, А.А. Липин

## Энергосбережение в сушильных установках

Учебное пособие



Иваново  
2012

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Ивановский государственный химико-технологический университет

А. Г. Липин, А.А. Липин

## **Энергосбережение в сушильных установках**

Учебное пособие

Иваново 2012

УДК 66.047

Липин, А.Г. Энергосбережение в сушильных установках : учебное пособие / А. Г. Липин, А. А. Липин; Иван. гос. хим.-технол. ун-т. - Иваново, 2012. - 84 с. ISBN 978-5-9616-0433-4

В учебном пособии изложены теоретические основы процесса сушки. Рассмотрены вопросы применения тепловых насосов, вихревых труб и альтернативных источников энергии в сушильных установках. Приведены примеры организации процесса сушки с использованием приемов энергосбережения.

Предназначено студентам, обучающимся по направлениям «Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии», «Технологические машины и оборудование», «Химическая технология». Может быть полезно магистрантам и аспирантам.

Ил. 46. Табл. 1. Библиогр.: 55 назв.

Печатается по решению редакционно-издательского совета Ивановского государственного химико-технологического университета.

Рецензенты:

кафедра теплогазоснабжения и вентиляции Ивановского государственного архитектурно-строительного университета;  
доктор технических наук В. Е. Мизонов (Ивановский государственный энергетический университет)

© Липин А.Г., Липин А.А. 2012

ISBN 978-5-9616-0433-4

© Ивановский государственный  
химико-технологический  
университет, 2012

## Введение

Одной из важнейших проблем повышения эффективности производства является комплексное использование материальных ресурсов путем совершенствования технологических процессов, внедрения безотходной технологии, расширения переработки вторичных ресурсов и утилизации отходов. В условиях роста цен на энергоносители поиск новых эффективных энергосберегающих технологий для получения теплоты и использование нетрадиционных возобновляемых источников энергии актуален практически для всех отраслей экономики.

Заметную долю в энергетическом балансе страны составляют энергетические затраты на процессы сушки и обезвоживания материалов (сушка зерна, кормов и другой сельскохозяйственной продукции, продукции химической, деревообрабатывающей, легкой, пищевой промышленности и т.д.). При этом до 70% подведенной энергии теряется с уходящим влажным сушильным агентом, которая частично может быть сохранена путем утилизации скрытой и явной теплоты. Потенциал энергосбережения за счет утилизации теплоты влажных газов в России достигает 10 млн т условного топлива в год и в настоящее время используется недостаточно. В данном учебном пособии рассматриваются основные методы повышения энергоэффективности сушильного оборудования.

## 1. Теоретические основы процесса сушки

Удаление влаги из материалов в результате испарения под действием тепловой обработки называется сушкой.

Сушке подвергают влажные тела:

- твердые: коллоидные, зернистые, порошкообразные, кусковые, гранулированные, листовые, тканые и др. (эта группа высушиваемых материалов наиболее распространена);
- пастообразные;
- жидкие: суспензии, эмульсии, растворы.

Цель сушки – улучшение качества веществ и материалов, подготовка их к переработке, использованию, транспортированию и хранению. Данный процесс часто является последней технологической операцией, предшествующей выпуску готового продукта. При этом жидкость предварительно удаляют более дешевыми механическими способами, окончательно – тепловыми.

По способу подвода тепла к высушиваемому материалу различают следующие виды сушки:

- 1) конвективная – путем непосредственного соприкосновения высушиваемого материала с сушильным агентом, в качестве которого обычно используют нагретый воздух или топочные газы (как правило, в смеси с воздухом);
- 2) контактная (кондуктивная) – путем передачи тепла от теплоносителя к материалу через разделяющую их стенку;
- 3) радиационная – путем передачи тепла инфракрасными лучами;
- 4) диэлектрическая – путем нагревания в поле токов высокой частоты;
- 5) сублимационная – сушка в замороженном состоянии при глубоком вакууме.

Последние три вида сушки применяются относительно редко и обычно называются специальными видами сушки.

При конвективной сушке сушильный агент выполняет две функции: передает материалу тепло и уносит влагу, испаряющуюся из материала за счет этого тепла. Таким образом, сушильный агент играет роль тепло- и влагоносителя.

Влажный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяного пара и характеризуется следующими основными параметрами: абсолютной и относительной влажностью, влагосодержанием и энтальпией (теплосодержанием).

Абсолютная влажность – масса водяного пара в кг, содержащегося в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха.

Относительная влажность (степень насыщения)  $\varphi$  – отношение массы водяного пара в 1 м<sup>3</sup> влажного воздуха к максимально возможной массе водяного пара в 1 м<sup>3</sup> воздуха при тех же условиях:

$$\varphi = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{н}}} = \frac{P_{\text{п}}}{P_{\text{н}}}, \quad (1)$$

где  $\rho_{\text{п}}$  - плотность пара;  $\rho_{\text{н}}$  - плотность насыщенного пара;  $P_{\text{п}}$  - парциальное давление пара;  $P_{\text{н}}$  – парциальное давление насыщенного пара.

Влагосодержание воздуха – количество водяного пара во влажном воздухе, приходящееся на 1 кг абсолютно сухого воздуха:

$$x = \frac{\rho_{\text{п}}}{\rho_{\text{с.в}}}. \quad (2)$$

В соответствии с уравнением состояния идеальных газов имеем:

$$\rho_{\text{п}} = \frac{P_{\text{п}} M_{\text{п}}}{RT}, \quad \rho_{\text{с.в}} = \frac{P_{\text{с.в}} M_{\text{с.в}}}{RT}, \quad (3)$$

здесь  $M_{\text{п}}$ ,  $M_{\text{с.в}}$  – молекулярные массы пара и воздуха, кг/кмоль;  $R=8314$  Дж/(кмоль К) – универсальная газовая постоянная.

Из этих двух соотношений получаем:

$$x = \frac{P_{\text{п}} M_{\text{п}}}{P_{\text{с.в}} M_{\text{с.в}}} \quad (4)$$

Согласно закону Дальтона, общее давление равно сумме парциальных давлений сухого воздуха и водяного пара. Отсюда  $P=P_{\text{с.в}}+P_{\text{п}}$ ,  $P_{\text{с.в}}= P - P_{\text{п}}$ . Но, с другой стороны,  $P_{\text{п}} = \varphi \cdot P_{\text{н}}$ , поэтому, подставляя последние зависимости в выражение (4), получаем:

$$x = \frac{18}{29} \frac{\varphi P_{\text{н}}}{P - \varphi P_{\text{н}}} = 0,622 \frac{\varphi P_{\text{н}}}{P - \varphi P_{\text{н}}}. \quad (5)$$

Энтальпия (теплосодержание) влажного воздуха представляет собой количество тепла, содержащегося в воздухе, и равна сумме энтальпий абсолютно сухого воздуха и водяного пара.

$$I = C_{c.в} t + x i_{п} , \quad (6)$$

где  $C_{c.в}$  – средняя удельная теплоемкость абсолютно сухого воздуха, Дж/(кг·град);  $t$  – температура воздуха, °С;  $i_{п}$  – энтальпия водяного пара, Дж/кг;  
 $i_{п} = r_0 + C_{п} t$ .

С учетом этого выражение для расчета энтальпии воздуха примет вид:

$$I = (C_{c.в} + C_{п} x) t + x r_0 . \quad (7)$$

Учитывая, что теплоемкость сухого воздуха  $C_{c.в} \approx 1$  кДж/(кг К), энтальпия водяного пара при 0 °С  $r_0 = 2493$  кДж/кг и средняя удельная теплоемкость перегретого водяного пара  $C_{п} = 1,97$  кДж/(кг·град), выражение (7) может быть записано в виде:

$$I = (1 + 1,97 x) t + 2493 x . \quad (8)$$

### I-x-диаграмма влажного воздуха

Диаграмма влажного воздуха впервые разработана Л. К. Рамзиным и построена для постоянного давления  $P=745$  мм рт.ст., которое является среднегодовым для центральных районов РФ.

Диаграмма имеет угол  $135^\circ$  между осями координат, причем на оси ординат отложены в определенном масштабе энтальпии  $I$ , а на наклонной оси абсцисс — значения влагосодержания  $x$ , которые, для удобства пользования диаграммой, спроектированы на вспомогательную ось, перпендикулярную оси ординат. На диаграмме нанесены: 1) линии постоянного влагосодержания ( $x=\text{const}$ ) — вертикальные прямые, параллельные оси ординат; 2) линии постоянной энтальпии ( $I=\text{const}$ ) — прямые, параллельные оси абсцисс, т. е. идущие под углом  $135^\circ$  к горизонту; 3) линии постоянных температур, или изотермы ( $t=\text{const}$ ); 4) линии постоянной относительной влажности ( $\phi=\text{const}$ ); 5) линия парциальных давлений водяного пара  $p_{п}$  во влажном воздухе, значения которых отложены в масштабе на правой оси ординат диаграммы.

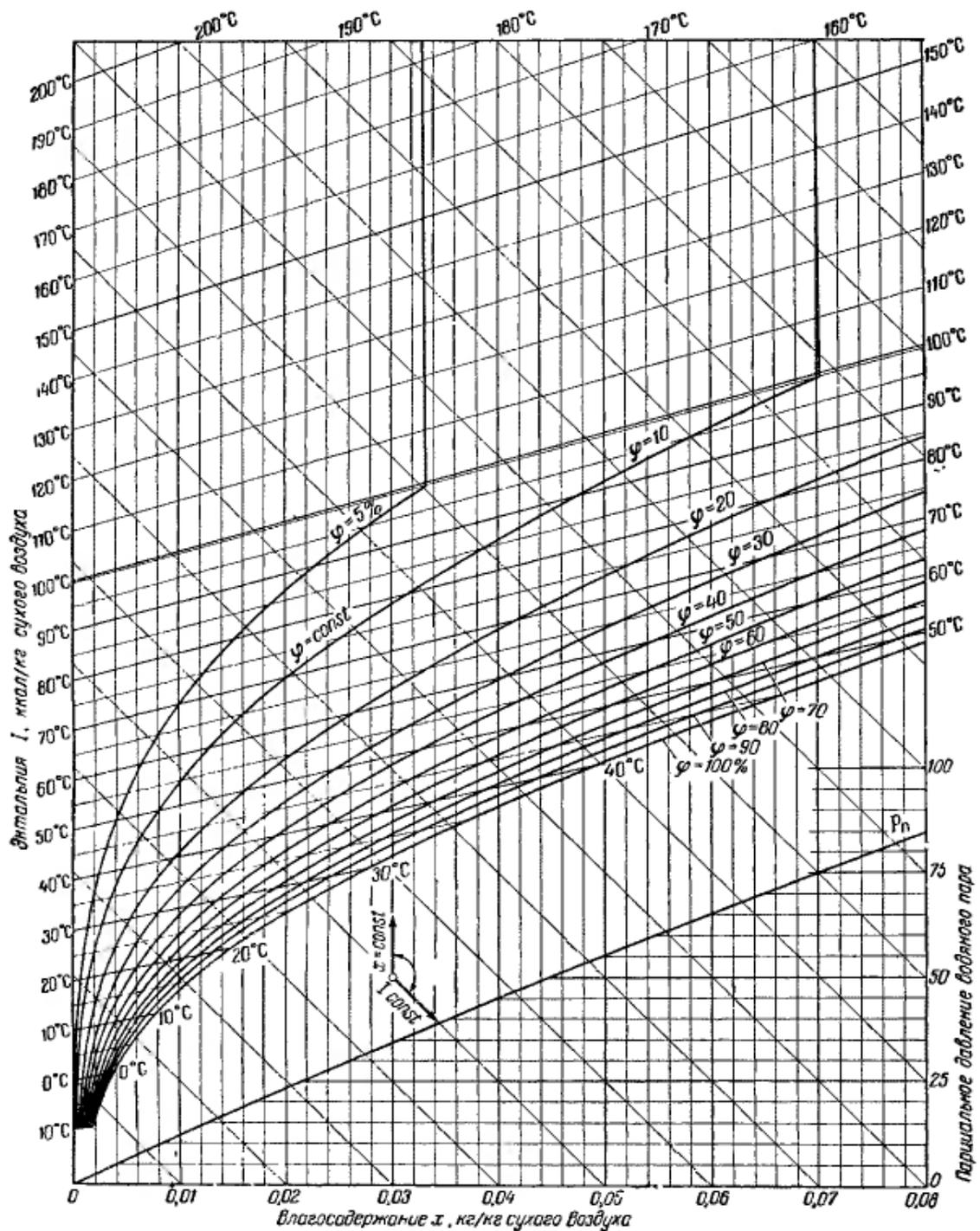


Рис. 1. I-x-диаграмма влажного воздуха

Линии  $\varphi = \text{const}$  при температурах от 0 до 99,4 °С имеют вид расходящегося пучка кривых, а при превышении температурой значения  $t = 99,4$  °С имеют резкий излом и идут вертикально вверх. Это связано с тем, что при такой температуре давление насыщенного пара становится равным барометрическому. В этом случае уравнение (5) принимает вид:

$$x = 0,622 \frac{\varphi P}{P - \varphi P} = 0,622 \frac{\varphi}{1 - \varphi}. \quad (9)$$

Следовательно, при температурах  $t > 99,4$  °С величина  $\varphi$  не зависит от температуры и практически является величиной постоянной.

Линия  $\varphi=100\%$  соответствует насыщению воздуха водяным паром при данной температуре. Эта линия ограничивает снизу расположенную над ней рабочую площадь диаграммы, отвечающую ненасыщенному влажному воздуху, используемому в качестве сушильного агента. Площадь диаграммы, расположенная под линией  $\varphi=100\%$ , относится к воздуху, пересыщенному водяным паром, и для расчетов сушилок интереса не представляет.

Пользуясь I-x-диаграммой, по любым двум известным параметрам влажного воздуха можно найти точку, характеризующую состояние воздуха и определить все остальные его параметры.

#### Изображение идеального процесса сушки на I-x-диаграмме

При нагревании влажного воздуха в специальных теплообменниках – калориферах – его относительная влажность  $\varphi$  уменьшается, а влагосодержание  $x$  остается постоянным. Поэтому на диаграмме I-x процесс нагрева воздуха изображают отрезком АВ (рис. 2), проводя из точки, отвечающей начальному состоянию воздуха ( $I_0, x_0$ ), вертикальную линию  $x=\text{const}$  вверх до пересечения с изотермой, отвечающей температуре нагрева воздуха  $t_n$ .

Естественно, процесс охлаждения воздуха будет изображаться обратной линией ВА. Если линию ВА довести до линии  $\varphi=100\%$ , температура, соответствующая точке пересечения этих линий – это точка росы. Дальнейшее охлаждение воздуха ниже температуры точки росы приводит к конденсации из него части влаги и соответственно — к уменьшению его влагосодержания от  $x_0$  до  $x_p$ .

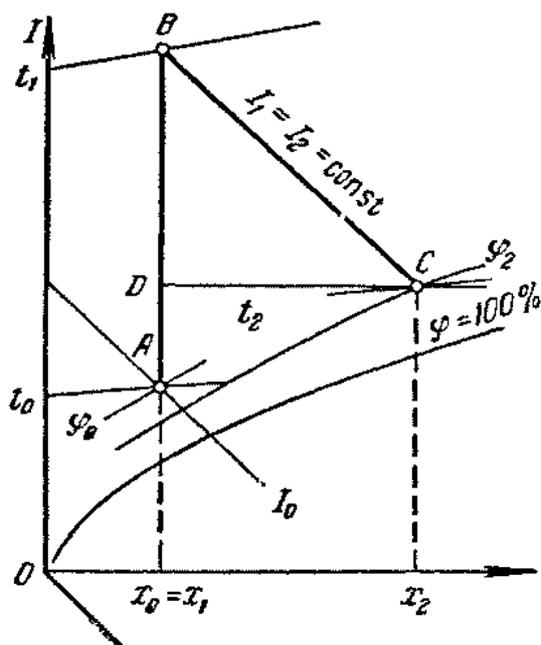


Рис. 2. Изображение идеального процесса сушки на I-x-диаграмме

На диаграмме процесс охлаждения насыщенного воздуха совпадает с линией  $\varphi = 100\%$ .

При адиабатической сушке влага из материала будет испаряться только за счет тепла, передаваемого материалу воздухом. При этом тепло, отдаваемое воздухом, возвращается в воздух с испаренной влагой. Одновременно понижается температура, и увеличиваются влагосодержание и относительная влажность воздуха. Такой процесс носит название теоретического процесса сушки.

Температура материала при адиабатическом испарении постоянна и равна температуре мокрого термометра  $t_m$ . Процесс теоретической сушки идет по линии постоянных энтальпий (линия BC). Точка C ( $\varphi_2, t_2$ ) характеризует состояние воздуха, выходящего из сушилки. Температура мокрого термометра определяется следующим образом: через данную точку проводится линия  $I = \text{const}$  до пересечения, с линией  $\varphi = 100\%$ . Температура, соответствующая точке пересечения является температурой мокрого термометра  $t_{m.T}$ . Разность между температурой воздуха и температурой мокрого термометра называется потенциалом сушки:

$$\varepsilon = t_B - t_{m.T} \quad (9)$$

Потенциал сушки характеризует способность воздуха поглощать влагу из материала.

### Формы связи влаги с материалом

Механизм процесса сушки в значительной степени определяется формой связи влаги с материалом: чем прочнее эта связь, тем труднее протекает процесс сушки. При сушке связь влаги с материалом нарушается.

П.А. Ребиндером предложена следующая классификация форм связи влаги с материалом: физико-механическая, физико-химическая и химическая.

Физико-механическая – это свободная влага.

Физико-химическая связь объединяет два вида влаги, отличающихся прочностью связи с материалом: адсорбционно и осмотически связанную влагу. Первая прочно удерживается на поверхности и в порах материала. Осмотически связанная влага, называемая также влагой набухания, находится внутри клеток материала и удерживается осмотическими силами. Адсорбционная влага требует для своего удаления значительно большей затраты энергии, чем влага набухания. Присутствие этих видов влаги особенно характерно для коллоидных и полимерных материалов.

Химически связанная влага наиболее прочно соединена с материалом (например, вода в кристаллогидратах). Она может быть удалена только при нагревании материала до высоких температур или в результате проведения химической реакции. Эта влага не может быть удалена из материала при сушке.

В процессе сушки удаляется, как правило, только влага, связанная с материалом физико-химически и механически.

### Влажность материала

Влажность материала может быть рассчитана по отношению к его общей массе  $G$  или по отношению к массе находящегося в нем абсолютно сухого вещества  $G_c$ , причем

$$G_M = G_c + G_{вл}, \quad (10)$$

где  $G_c$  и  $G_{вл}$  – соответственно, количество абсолютно сухого вещества и количество влаги в материале, кг.

Относительная влажность – масса влаги, отнесенная к общему количеству материала:

$$\omega = \frac{G_{вл}}{G_M} 100\%. \quad (11)$$

Абсолютная влажность – это отношение массы влаги к массе абсолютно сухого вещества:

$$\omega^a = \frac{G_{\text{вл}}}{G_c} 100\% . \quad (12)$$

Количество абсолютно сухого материала в процессе сушки не меняется, поэтому в расчетах обычно используется величина  $\omega^a$ . Из трех последних уравнений легко выразить связь между относительной и абсолютной влажностью:

$$\omega^a = \frac{\omega}{100 - \omega} 100\% ; \quad \omega = \frac{\omega^a}{100 + \omega^a} 100\% . \quad (13)$$

### Материальный и тепловой балансы сушки

Материальный и тепловой балансы позволяют находить параметры, необходимые для расчета сушилок.

Материальный баланс составляют как по всему количеству материала, так и по одному из компонентов – массе абсолютно сухого вещества или массе влаги, содержащейся в высушиваемом материале; в результате определяют расход сушильного агента и количество испаренной влаги.

При расчете процесса сушки обычно используют три типа материальных балансов.

1. Баланс по общему количеству материала:

$$G_1 = G_2 + W, \quad (14)$$

где  $G_1$  – количество влажного материала, поступающего на сушку, кг/ч;  $G_2$  – количество высушенного материала, кг/ч;  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – начальная и конечная влажность материала соответственно (считая на общую массу материала), %;  $W$  – количество влаги, удаляемой из материала при сушке, кг/ч.

2. Баланс по абсолютно сухому веществу в высушиваемом материале:

$$G_1 \frac{100 - \omega_1}{100} = G_2 \frac{100 - \omega_2}{100}, \quad (15)$$

где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  – начальная и конечная влажность материала соответственно (считая на общую массу материала), %.

Из уравнения (15) могут быть получены следующие важные зависимости:

$$G_1 = G_2 \frac{100 - \omega_2}{100 - \omega_1}, \quad (16)$$

$$G_2 = G_1 \frac{100 - \omega_1}{100 - \omega_2}. \quad (17)$$

Из материального баланса обычно определяют расход испаряемой влаги по уравнению:

$$W = G_1 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_2} = G_2 \frac{\omega_1 - \omega_2}{100 - \omega_1}. \quad (18)$$

При выражении влажности материала в абсолютных единицах последнее уравнение примет вид:

$$W = G_1 \frac{\omega_1^a - \omega_2^a}{100 + \omega_1^a} = G_2 \frac{\omega_1^a - \omega_2^a}{100 + \omega_2^a}. \quad (19)$$

3. Баланс по испаренной влаге:

$$L x_0 + W = L x_2. \quad (20)$$

Из этого баланса обычно определяется расход сушильного агента:

$$L = \frac{W}{x_2 - x_0} = l W, \quad (21)$$

где  $x_0$  – начальное влагосодержание воздуха;  $x_2$  – влагосодержание воздуха на выходе из сушилки;  $l=1/(x_2-x_0)$  – удельный расход сушильного агента. Величина  $l$  показывает, какое количество абсолютно сухого воздуха необходимо для удаления из материала 1 кг влаги.

Тепловой баланс. Согласно закону сохранения энергии, приход в сушилку теплоты равен ее расходу. В случае конвективной сушки теплота вносится в сушилку с нагретым в калорифере (топке) сушильным агентом, влажным материалом, находящейся в нем жидкостью и транспортными устройствами (вагонетки и др.); удаляется теплота с отработанным теплоносителем, высушенным материалом и транспортными устройствами; часть теплоты безвозвратно теряется в окружающую среду; из этого баланса находят общий расход теплоты на сушку. В случае контактной сушки из теплового баланса находят расход водяного пара, теплота которого затрачивается на нагрев

высушиваемого материала, испарение жидкости и компенсацию потерь теплоты.

Для составления типового теплового баланса конвективной сушилки воспользуемся ее общей схемой, приведенной на рис. 3.

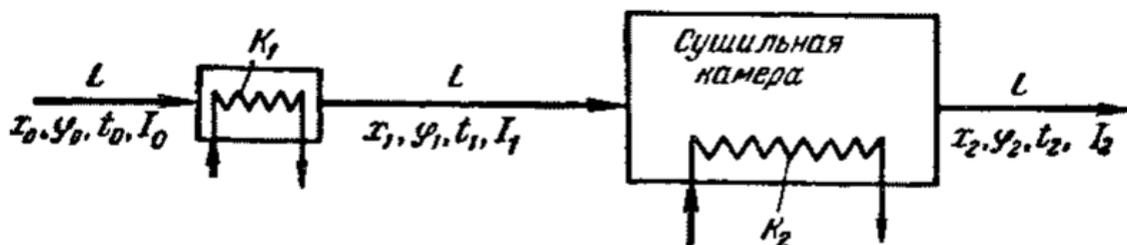


Рис. 3. Принципиальная схема конвективной сушилки непрерывного действия (основной вариант процесса сушки)

Пусть на сушку поступает  $G_1$  кг/ч исходного материала, имеющего температуру  $\theta_1$  °С. В сушилке из материала испаряется  $W$  кг/ч влаги и из сушилки удаляется  $G_2$  кг/ч высушенного материала при температуре  $\theta_2$  °С. Обозначим удельную теплоемкость высушенного материала  $c_m$  Дж/(кг·град) и теплоемкость влаги  $c_v$  Дж/(кг·град). Для воды  $c_v = 4,19$  кДж/(кг·град) или 1 ккал/(кг·град).

В сушилку подается влажный воздух (сушильный агент), содержащий  $L$  кг/ч абсолютно сухого воздуха. Перед калорифером воздух имеет энтальпию  $I_0$  Дж/кг сухого воздуха; после нагрева, т. е. на входе в сушилку, энтальпия воздуха повышается до  $I_1$  Дж/кг сухого воздуха. В процессе сушки в результате передачи тепла материалу, поглощения испаряющейся из материала влаги и потерь тепла в окружающую среду энтальпия воздуха изменяется и на выходе из сушилки энтальпия отработанного воздуха равна  $I_2$  Дж/кг сухого воздуха.

При составлении теплового баланса следует учитывать, что в сушилке могут быть транспортные устройства, на которых находится высушиваемый материал (например, вагонетки и т. п.). Пусть масса этих устройств  $G_T$  кг, удельная теплоемкость их материала  $c_T$  Дж/(кг град), температура на входе в сушилку  $t_{тн}$ . В сушилке температура транспортных устройств возрастает и достигает  $t_{тк}$  на выходе из сушилки.

Согласно схеме (см. рис. 3), тепло подводится в калорифер  $K_1$ , установленный перед сушилкой ( $Q_K$ ), и в дополнительный калорифер  $K_2$  внутри камеры сушилки (в количестве  $Q_D$ ). Тогда с учетом потерь тепла сушилкой в окружающую среду  $Q_{\Pi}$  при установившемся процессе сушки тепловой баланс выражается равенством:

$$LI_0 + G_2 c_m \theta_1 + W c_b \theta_1 + G_T c_T t_{ТН} + Q_K + Q_D = LI_2 + G_2 c_m \theta_2 + G_T c_T t_{ТК} + Q_{\Pi}, \quad (22)$$

где  $LI_0$  – тепло, поступающее в сушилку с абсолютно сухим воздухом;  
 $G_2 c_m \theta_1$  – тепло с материалом;  $W c_b \theta_1$  – тепло с влагой материала;  $G_T c_T t_{ТН}$  – тепло с транспортными устройствами;  $Q_K, Q_D$  – тепло от калориферов  $K_1$  и  $K_2$ ;

$LI_2$  – тепло, уходящее с отработанным воздухом;

$G_2 c_m \theta_2$  – тепло с высушенным материалом;

$G_T c_T t_{ТК}$  – тепло с транспортными устройствами;

$Q_{\Pi}$  – потери тепла в окружающую среду.

Из этого уравнения можно определить общий расход тепла на сушку:

$$Q = Q_K + Q_D = L(I_2 - I_0) + G_2 c_m (\theta_2 - \theta_1) - W c_b \theta_1 + G_T c_T (t_{ТК} - t_{ТН}) + Q_{\Pi}. \quad (23)$$

Разделив все члены этого уравнения на  $W$ , получим удельный расход тепла:

$$q = Q/W = q_K + q_D = l(I_2 - I_0) + q_m - c_b \theta_1 + q_T + q_{\Pi}. \quad (24)$$

Удельный расход тепла в основном (внешнем) калорифере можно также представить в виде:

$$q_1 = l(I_1 - I_0). \quad (25)$$

Подставляя это выражение в уравнение (1.24), можем записать:

$$l(I_2 - I_1) = q_2 + c_b \cdot \theta_1 - q_m - q_{\Pi}. \quad (26)$$

Обозначив правую часть уравнения (1.26) через  $\Delta$ , получим:

$$l(I_2 - I_1) = \Delta, \quad (27)$$

отсюда:

$$I_2 = I_1 + \Delta / l. \quad (28)$$

Входящая в уравнение величина  $\Delta$  выражает разность между приходом и расходом тепла непосредственно в камере сушилки, без учета тепла, приносимого воздухом, нагретым в основном калорифере. Величину  $\Delta$  часто

называют внутренним тепловым балансом сушильной камеры.  $\Delta$  характеризует отклонение процесса от теоретического:

$$\Delta = \frac{I_2 - I_1}{x_2 - x_0}. \quad (29)$$

### Изображение процесса действительной сушки на I-x-диаграмме

Для изображения процесса в действительной сушилке из точки А, характеризующей состояние воздуха перед калорифером, проводят вертикаль до пересечения с заданной изотермой  $t_1 = \text{const}$ . Из точки пересечения В, характеризующей состояние нагретого воздуха перед входом в сушильную камеру (рис. 1.4), проводят линию  $I_1 = \text{const}$  произвольной длины. На этой линии выбирают любую точку е и откладывают от нее вверх (при  $\Delta > 0$ ) или вниз (при  $\Delta < 0$ ) отрезок:

$$eE = ef \frac{m_x}{m_y} \Delta,$$

где  $m_x$  и  $m_y$  – масштабы диаграммы.

Конец отрезка еЕ (точка Е) лежит на линии процесса в действительной сушилке. Поэтому, соединяя точки Е и В и продолжая отрезок ВЕ до пересечения с заданной изотермой  $t_2 = \text{const}$  (или  $\varphi_2 = \text{const}$ ), находят точку  $C_1$  или  $C_2$ , выражающую состояние отработанного воздуха. Опуская из точки  $C_1$  или  $C_2$  перпендикуляр на вертикаль АВ, будем иметь соответственно отрезок  $C_1D_1$  или  $C_2D_2$ , характеризующий увеличение влагосодержания воздуха в сушильной камере в условиях действительного процесса.

При известных параметрах наружного воздуха (обычно  $t_0$  и  $\varphi_0$ ) расчет сушилок возможен и в том случае, если температура нагрева воздуха не задана в явном виде, а известны какие-либо два параметра отработанного воздуха (например,  $t_2$  и  $\varphi_2$ ). В этом случае построение процесса начинают от заданной точки (С,  $C_1$  или  $C_2$ ).

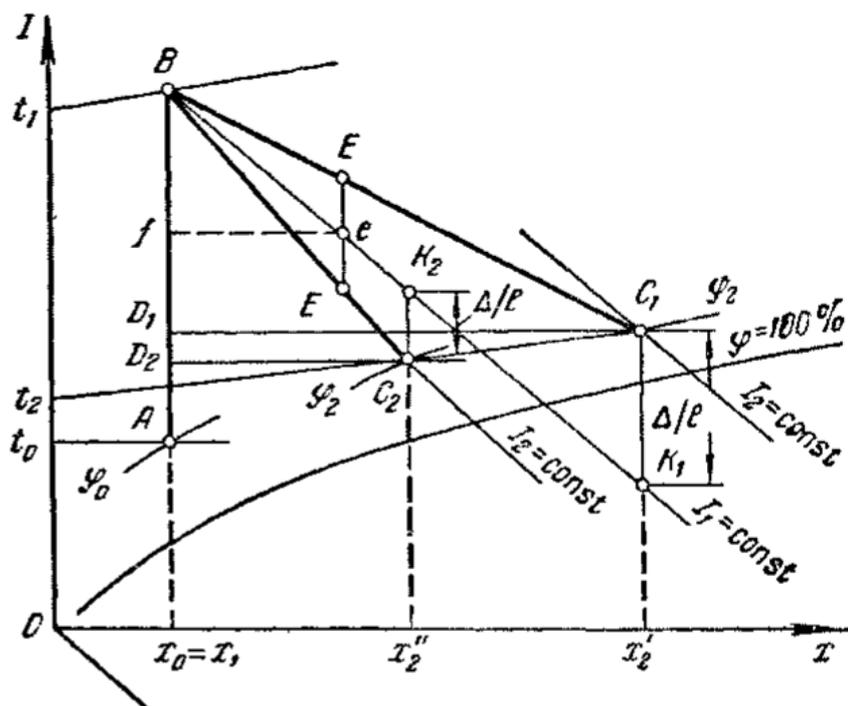


Рис. 4. Изображение процесса действительной сушки на I-x-диаграмме

Построение процесса для действительной сушки начинают от заданной точки  $C_1$  (при  $\Delta > 0$ ), от которой откладывают вниз (в масштабе энтальпий) отрезок  $C_1K_1 = \Delta/l = \Delta(x_2' - x_0)m_0$  (рис. 4) и через полученную точку  $K_1$  проводят линию  $I_1 = \text{const}$  до пересечения с линией  $x_0 = \text{const}$  в точке  $B$ . Через эту точку будет проходить искомая изотерма  $t_1 = \text{const}$ . Точку  $B$ , характеризующую состояние воздуха при поступлении в сушильную камеру, соединяют с точкой  $C_1$ . Линия  $ABC_1$  изображает процесс в действительной сушилке при  $\Delta > 0$ , когда изменение состояния воздуха в сушильной камере происходит с повышением энтальпии ( $I_2 > I_1$ ). При  $\Delta < 0$ , когда изменение состояния воздуха в сушильной камере происходит с понижением энтальпии ( $I_2 < I_1$ ), отрезок  $C_2K_2 = \Delta/l = \Delta(x_2'' - x_0)m_0$  откладывают вверх от заданной точки  $C_2$  (см. рис. 4). Через полученную точку  $K_2$  проводят линию  $I_1 = \text{const}$  до пересечения с линией  $x_0 = \text{const}$  в точке  $B$ .

Таким образом, построив процесс действительной сушки на I-x-диаграмме, можно с её помощью определить удельные расходы тепла и воздуха на сушку, рассчитать калорифер, а затем произвести и конструктивный расчет всей сушильной установки.

## Кинетика процесса сушки

Под кинетикой процесса сушки понимается изменение влажности материала во времени. Зависимость между влажностью материала  $\bar{u}$  и временем  $\tau$  характеризуется кривой сушки (рис. 1.5).

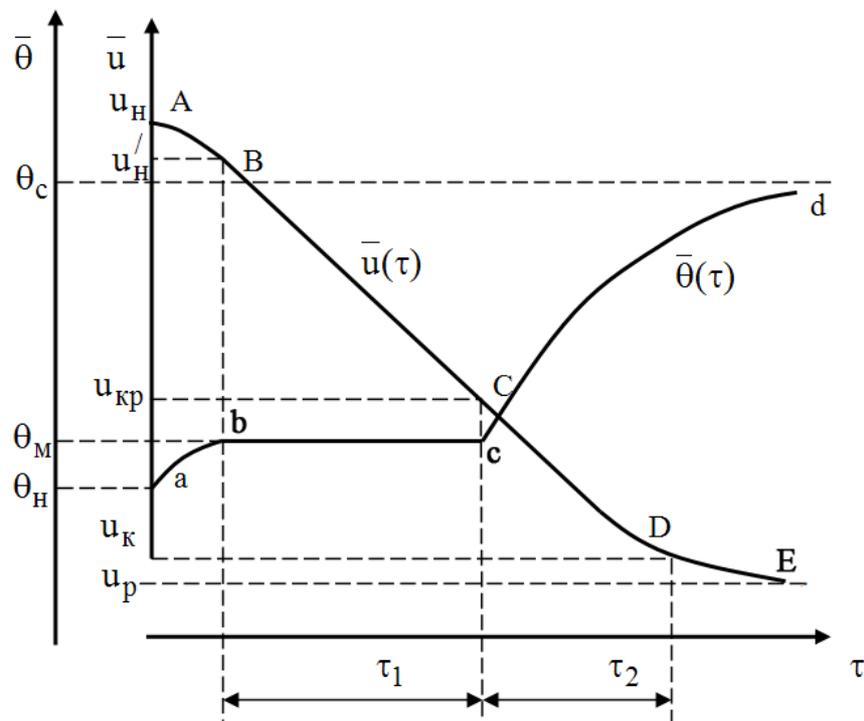


Рис. 5. Кривая сушки и прогрева высушиваемого материала

В общем случае кривая сушки состоит из нескольких участков, соответствующих разным периодам сушки. Различают следующие периоды:

1. Период прогрева АВ, в течение которого наблюдается сравнительно медленное удаление влаги.

2. Период постоянной скорости сушки ВС (или первый период сушки). Он соответствует удалению свободной влаги, покрывающей поверхность материала. В этот период влажность интенсивно уменьшается по прямолинейному закону. Этот период продолжается до достижения первой критической влажности  $u_{кр}$  (точка С), которая так же называется гигроскопической.

3. Период падающей скорости сушки СЕ (или второй период сушки). В этом периоде удаляется связанная влага. Конечная влажность материала (точка Е) характеризует его равновесную влажность  $u_p$  при данных условиях сушки.

На температурной кривой вначале наблюдается прогрев материала от температуры, с которой он вносится в сушилку  $\theta_n$ , до температуры мокрого термометра  $\theta_m$ , отвечающей температуре и влажности сушильного агента, поступающего в сушилку (участок ab). Затем температура материала остается постоянной, равной температуре мокрого термометра, до тех пор, пока не удалится вся свободная влага (участок bc). После этого происходит постепенное повышение температур материала и в конце процесса сушки она может сравняться с температурой сушильного агента  $\theta_c$ , находящегося в контакте с сухим материалом (участок cd).

Скорость сушки – изменение влажности материала в единицу времени:

$$v = \frac{d\bar{u}}{d\tau}$$

Важной характеристикой процесса является интенсивность сушки – скорость испарения влаги с единицы поверхности:

$$J = \frac{d\bar{u}}{F \cdot d\tau}$$

При анализе процесса сушки часто используют график зависимости скорости сушки от влажности, который называется кривой скорости сушки (рис. 6).

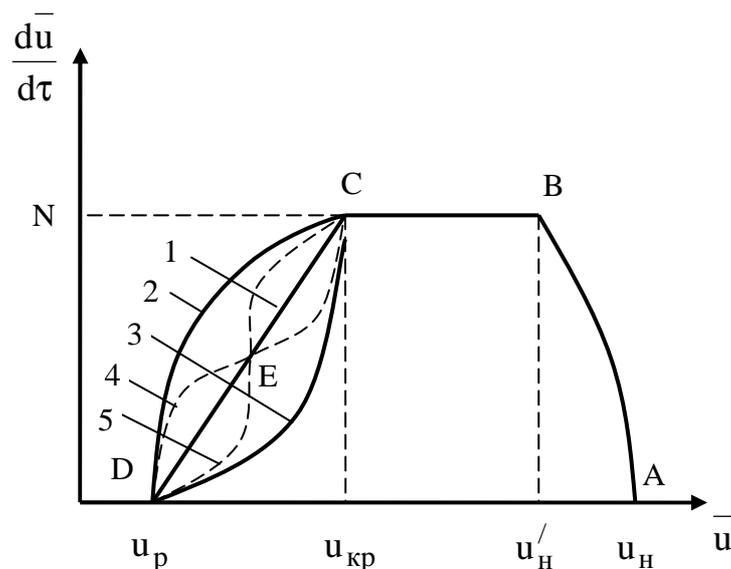


Рис. 6. Кривая скорости сушки  $v = f(\bar{u})$

На кривой скорости сушки различаются те же периоды, что и на кривых сушки и температуры материала. Начальный участок кривой АВ, соответствующий увеличению скорости сушки, отвечает прогреву материала при помещении его в сушилку. За ним следует горизонтальный отрезок ВС – период постоянной скорости сушки, которая в данном периоде лимитируется скоростью внешней диффузии (массоотдачи) влаги, т.е. ее перехода с поверхности испарения в окружающую среду. Скорость сушки в данном периоде будет зависеть от температуры и влажности сушильного агента, общего давления в сушилке и гидродинамики процесса.

В первой критической точке (С) удаляется механически связанная влага и наступает второй период (отрезок CD на рис. б) падающей скорости сушки. Для него характерно изменение давления водяного пара над поверхностью образца в зависимости от влажности материала, т.е.  $P_m = f(\bar{u})$ , что сказывается на уменьшении величины движущей силы процесса  $\Delta P = P_m - P_n$ , ведущем к снижению его скорости. Кривые скорости сушки в период падающей скорости могут быть различной конфигурации (линии 1-5 рис. б), по их виду можно судить о форме связи влаги с материалом. Так, линия 1 является прямой, она характерна для тонких пористых материалов (бумага, тонкий картон, ткань и т.д.). Линия типа 2 соответствует сушке коллоидных тел, а линия типа 3 пористых керамических материалов. Все эти линии имеют одну критическую точку С. Материалам, имеющим более сложную структуру, присущи более сложные кривые скорости сушки. Кривая 4 характерна для сушки глины, а кривая 5 - сухарей. На этих кривых наблюдается вторая критическая точка Е, которой соответствует вторая критическая влажность. По мере удаления внутренней влаги материала давление водяного пара над его поверхностью уменьшается, приближаясь в пределе к величине парциального давления паров воды в сушильном агенте  $P_n$ . Следовательно, движущая сила процесса сушки уменьшается, приближаясь к нулю,  $\Delta P = P_n - P_n \rightarrow 0$ , и скорость процесса асимптотически приближается к нулю.

Момент времени, когда давление пара над поверхностью материала будет равно парциальному давлению паров воды в окружающей среде, соответствует установлению динамического равновесия воды в материале с влагой

сушильного агента, движущая сила процесса становится равной нулю и сушка заканчивается (т. D, рис. б). Влажность материала, соответствующая т. D, называется равновесной ( $u_p$ ). Поскольку она отвечает равенству  $P_m = P_n$  ( $P_m - P_n = 0$ ), то на величину равновесной влажности будут воздействовать факторы, влияющие на значения  $P_m$  или  $P_n$ . К ним относятся: форма связи влаги с материалом, общее давление в сушилке, влажность и температура сушильного агента.

Кривые сушки, скорости сушки и прогрева материала имеют большое практическое значение. Они позволяют установить время сушки, оценить формы связи влаги с материалом, выбрать оптимальный вариант и режим сушки. Они используются при проектировании и расчете промышленных сушилок.

#### Варианты конвективной сушки и их изображение на I-x-диаграмме

При определенном сочетании параметров сушильного агента (t и f) и скорости его движения относительно материала достигается соответствующий режим сушки. Кроме этих факторов, на него влияет также давление, если оно значительно отклоняется от атмосферного (вакуум-сушка). Для обеспечения заданных режимов сушки чаще всего используют следующие ее варианты:

1) основной, или нормальный (сушильный агент однократно нагревается в калорифере до требуемой температуры и поступает в сушилку, из которой выбрасывается в атмосферу);

2) с рециркуляцией отработанного сушильного агента (часть его из сушилки возвращается в калорифер, где смешивается со свежим воздухом);

3) с промежуточным подогревом сушильного агента в нескольких калориферах (сначала он нагревается в первом калорифере, затем контактирует с высушиваемым материалом в первой части сушилки, снова нагревается во втором калорифере, соприкасается с материалом во второй части сушилки и т.д.);

4) с ретуром сухого продукта (часть его возвращается в сушилку для досушки, а также для придания влажному материалу на входе в аппарат необходимой сыпучести).

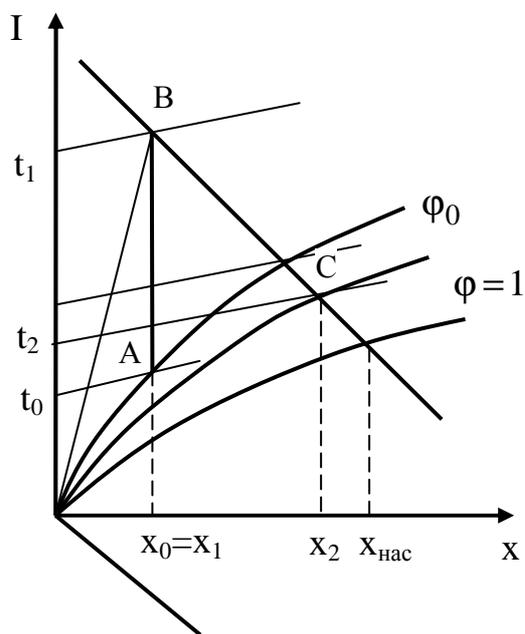


Рис. 7. Изображение на I-x-диаграмме основного варианта сушки

Основной вариант сушки изображен на рис. 7. Точки А, В и С соответствуют состоянию воздуха перед калорифером, за ним и на выходе из сушилки; вертикальный отрезок АВ ( $x = x_0$ ) отвечает нагреву воздуха в калорифере, линия ВС – процессу сушки. В сушилке основного варианта создаются жесткие условия сушки: значительный перепад температур, воздух с малым влагосодержанием и низким значением  $\phi$ .

В ряде случаев материалы требуют сушки в более мягких условиях: во влажном воздухе и при более низких температурах.

температурах.

На рис. 8 изображен вариант сушки с рециркуляцией части сушильного агента. При сушке по этой схеме часть отработанного воздуха возвращается и смешивается перед наружным калорифером со свежим воздухом, поступающим в сушилку.

Линия АМ на рис. 8,б соответствует смешению перед калорифером атмосферного и части отработанного воздуха (рецикла), вертикальный отрезок МВ – нагреву воздуха в калорифере, линия ВС – процессу сушки. На рис. 8,б процессу сушки в основном варианте (без рецикла) отвечает линия АВ'С. По сравнению с ним вариант с рециклом (линия АМВС) отличаются большее влагосодержание воздуха, менее высокие температура (режим сушки мягче) и расход энергии на нагрев воздуха.

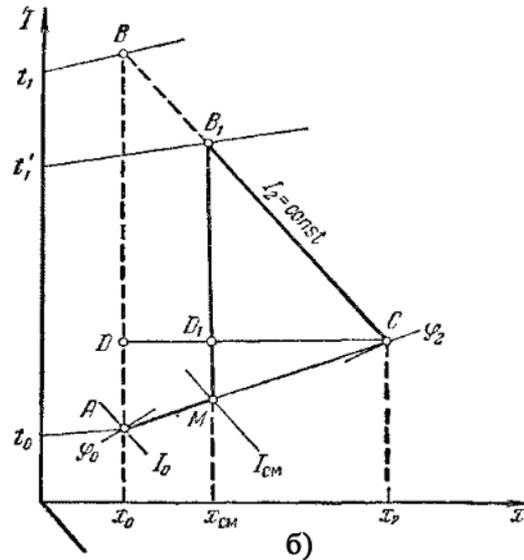
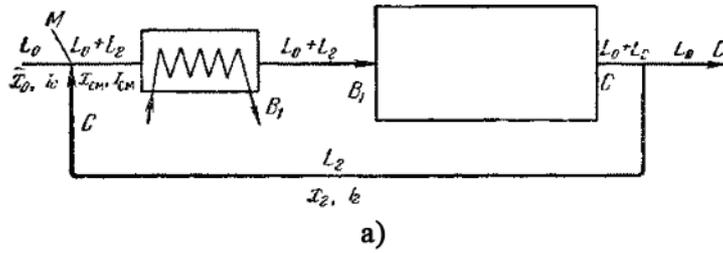


Рис. 8. Сушка с частичной рециркуляцией сушильного агента:  
 а – принципиальная схема; б – изображение теоретического процесса на I-x-диаграмме

Параметры смеси, получаемой при смешении  $L_0$  кг/ч свежего и  $L_2$  кг/ч отработанного воздуха ( в пересчете на абсолютно сухой воздух) с различными параметрами ( $x_0, I_0$  и  $x_2, I_2$ ), можно определить по правилу аддитивности:

$$x_{\text{см}} = \frac{L_0 x_0 + L_2 x_2}{L_0 + L_2}, \quad (30)$$

$$I_{\text{см}} = \frac{L_0 I_0 + L_2 I_2}{L_0 + L_2}. \quad (31)$$

Разделив члены в правой части уравнений на  $L_0$  и обозначив  $L_2 / L_0 = n$  – кратность смешения, получим:

$$x_{\text{см}} = \frac{x_0 + n x_2}{1 + n}, \quad (32)$$

$$I_{\text{см}} = \frac{I_0 + n I_2}{1 + n}. \quad (33)$$

Решая эти уравнения относительно  $n$ , найдем уравнение связи между параметрами:

$$n = \frac{x_{cm} - x_0}{x_2 - x_{cm}} = \frac{I_{cm} - I_0}{I_2 - I_{cm}} . \quad (34)$$

Из I-х диаграммы видно, что удельный расход свежего воздуха составляет:

$$L = \frac{1}{x_2 - x_0} . \quad (35)$$

Следовательно, расход свежего воздуха будет одинаков для данной сушилки и сушилки основной схемы, работающей при тех же значениях  $t_0$ ,  $\phi_0$  и  $t_2$ ,  $\phi_2$ .

Удельный расход смеси свежего и рециркулирующего воздуха в пересчете на сухую массу составит:

$$l_{cm} = \frac{1}{x_2 - x_{cm}} . \quad (36)$$

Удельный расход тепла на калорифер:

$$q_K = l_{cm}(I_1 - I_{cm}) = \frac{I_1 - I_{cm}}{x_2 - x_{cm}} . \quad (37)$$

На рис. 9 изображена сушилка с промежуточным подогревом воздуха по зонам. Она состоит из ряда зон, в каждой из которых установлен дополнительный калорифер. Такой многократный подогрев воздуха в сушильной камере позволяет не только вести сушку в мягких условиях – при небольшом перепаде температур в камере, но и обеспечивает более гибкие условия сушки.

Воздух, нагретый во внешнем калорифере, проходит зону I, где извлекает из материала часть влаги и несколько охлаждается, после чего поступает в зону II, на входе в которую нагревается в калорифере  $K_1$ , сушит материал, после чего вновь подогревается в калорифере  $K_2$ , затем поступает в следующую зону и т.д.

Таким образом, воздух проходит последовательно все зоны, в каждой из которых осуществляется процесс сушки по основной схеме. Поэтому изменение состояния воздуха носит ступенчатый характер и изображается на диаграмме I-х ломаной линией АВ'С'В"С"В'"С (для теоретической сушилки).

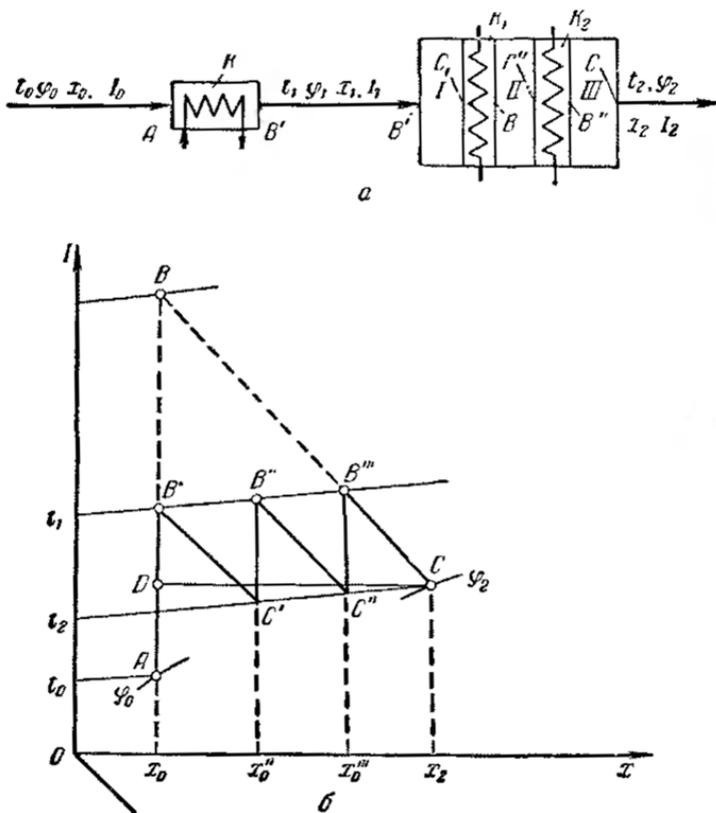


Рис. 1.9. Сушилка с промежуточным подогревом воздуха по зонам:  
 а – принципиальная схема; б – изображение теоретического процесса на I-x-диаграмме

$$L = \frac{W}{x_2 - x_0} = \frac{W'}{x_0'' - x_0} = \frac{W''}{x_0''' - x_0} = \frac{W'''}{x_2 - x_0}. \quad (38)$$

Таким образом, влагосодержание воздуха увеличивается от зоны к зоне; при этом перепад влагосодержаний в каждой зоне пропорционален относительному количеству испаренной в ней влаги.

Суммарный удельный расход тепла во всех зонах:

$$q = l[(I_1' - I_0) + (I_1'' - I_1') + (I_1''' - I_1'')]. \quad (39)$$

Общий расход воздуха и тепла в данном случае тот же, что и в сушилке основной схемы, работающей при тех же начальных (точка А) и конечных (точка С) параметрах воздуха. Однако, как видно из рис. 9, температура нагрева воздуха в рассматриваемом варианте значительно ниже, чем в сушилке основной схемы.

Согласно схеме (см. рис. 9), отработанный воздух каждой предыдущей ступени является исходным для последующей и нагревается в ней при  $x = \text{const}$ . Следовательно,  $x_0 = x_0' = x_1'$ ;  $x_2' = x_0'' = x_1''$ ,  $x_2'' = x_0''' = x_1'''$ , причем нижние индексы относятся соответственно к исходному, нагретому и отработанному воздуху, а верхние индексы указывают порядковый номер зоны.

Вместе с тем, расход абсолютно сухого воздуха одинаков для всех зон и равен его расходу для всей сушилки:

Сушка топочными газами имеет широкое распространение не только для неорганических, но и органических материалов. Это объясняется в первую очередь тем, что температура топочных газов значительно выше температуры воздуха, нагреваемого перед сушкой. В результате влагопоглощающая способность газов во много раз больше влагопоглощающей способности воздуха и соответственно больше потенциал сушки.

В качестве сушильного агента применяют газы, полученные либо сжиганием в топках твердого, жидкого или газообразного топлива, либо отработанные газы котельных, промышленных печей или других установок. Используемые для сушки газы должны быть продуктами полного сгорания топлива и не содержать золы и сажи, загрязняющих высушиваемый материал в условиях конвективной сушки. Обычно температура топочных газов превышает предельно допустимую для высушиваемого материала и поэтому их разбавляют воздухом для получения сушильного агента с требуемой температурой.

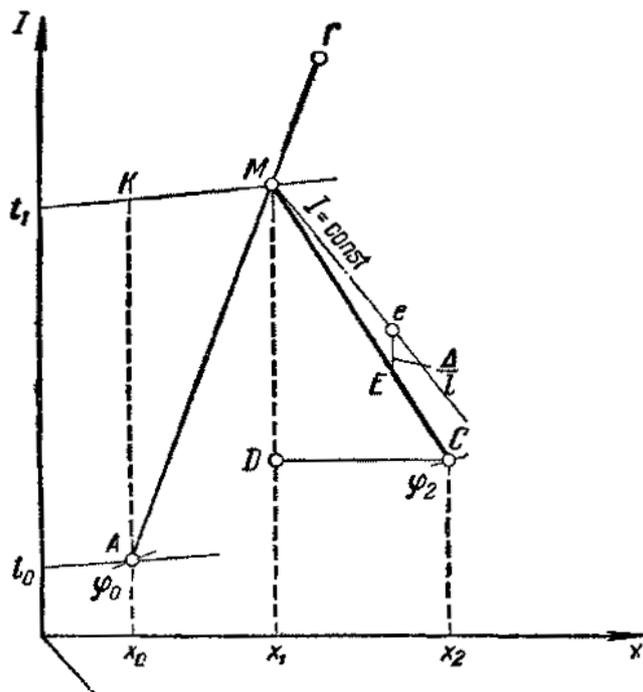


Рис. 10. Изображение на I-x-диаграмме процесса сушки топочными газами

способности топлива и коэффициента избытка воздуха в топке  $\alpha$ :

$$I = \frac{Q_B \eta_T + c_p t_T + \alpha L_0 I_0 + W_{II} i_{II}}{G_{с.г.}}, \quad (41)$$

Для расчета газовых сушилок необходимо знать параметры топочных газов, прежде всего, их влагосодержание  $x$ , энтальпию  $I$ . Влагосодержание топочных газов  $x$  (кг/кг сухих газов) определяется отношением количества водяного пара  $G_{II}$  к количеству сухих газов  $G_{с.г.}$ , получаемых при сжигании 1 кг топлива:

$$x = G_{II} / G_{с.г.} \quad (40)$$

Энтальпия топочных газов  $I$  зависит главным образом от высшей теплотворной

где  $\eta_T$  – КПД топки;  $c_p$  — средняя удельная теплоемкость топлива (при средней температуре  $t_T$ );  $L_0$  — теоретическое количество абсолютно сухого воздуха (необходимого для сжигания 1 кг топлива), определяемое по элементарному составу топлива;  $I_0$  — энтальпия наружного воздуха;  $W_n$  и  $i_n$  — количество водяного пара, используемого в топке для дутья или распыления (или содержащегося в газообразном топливе), и энтальпия этого пара соответственно.

Построение процесса в сушилке основной схемы показано на рис.1.10. По значениям энтальпии и влагосодержания находят на диаграмме положение точки  $\Gamma$ , характеризующей состояние газов на выходе из топки. Соединяя прямой точку  $\Gamma$  с точкой  $A$ , выражающей состояние наружного воздуха, определяют, в зависимости от принятого соотношения количеств газа и воздуха, положение точки  $M$  на прямой  $A\Gamma$ . Эта точка характеризует состояние сушильного агента перед входом в сушилку. Наклонная прямая  $AM$  изображает процесс смешения газов с воздухом. Кратность смешения находим по формуле:

$$n = \frac{L_\Gamma}{L_A} = \frac{x_{cm} - x_0}{x_\Gamma - x_{cm}} = \frac{I_{cm} - I_0}{I_\Gamma - I_{cm}}. \quad (42)$$

Дальнейшие построения процесса проводят так же, как для действительной воздушной сушилки.

Расход смеси топочных газов с воздухом определяется по уравнению:

$$L = \frac{W}{x_2 - x_{cm}}. \quad (43)$$

Расход топлива на сушку:

$$G_T = \frac{L_{cm}}{G_{с.г.}}. \quad (44)$$

Анализ показывает, что расход топлива на 1 кг испаренной влаги меньше, а капитальные затраты ниже по сравнению с сушкой горячим воздухом.

## **2. Рационализация теплоподвода и использование альтернативных источников энергии**

При высокотемпературной и высокопроизводительной сушке на практике трудно обеспечивать высокое влагонасыщение выходящего из сушилок воздуха, которое определяет удельные расходы тепла на испарение влаги и энергетическую эффективность сушилок без теплотрансформации. Теплотрансформация же требует постоянных энергозатрат. В связи с этим, до применения рассматриваемых в следующих разделах 3, 4 данного учебного пособия «энергозатратных» способов теплотрансформации, должны быть использованы все обычные, но часто нереализуемые на практике меры энергосбережения: возможное механическое (нетепловое) снижение начального влагосодержания высушиваемого продукта; хорошая тепло(холодо)изоляция; снижение неоправданных теплопотерь и затрат (выбросы-присосы, конденсатоотводчики, разбавление исходного продукта); максимальная рекуперативная теплоутилизация; повышение КПД всех энергоиспользующих устройств (вентиляторы, приводы); уменьшение временных потерь (пуск, выход на режим, останов, простои). При проектировании сушильных установок необходима комплексная инженерная конструктивно-технологическая оптимизация: нахождение наилучшего сочетания выбираемых типа сушилки, схемы сушки (с зонированием, рециркуляцией, промежуточным подогревом, внутренним теплоподводом и пр.), размеров сушилки, калориферов, воздухопроводов и всех упомянутых мер обычного энергосбережения.

Влажные газы являются одним из распространенных тепловых вторичных энергоресурсов. К ним относятся продукты сгорания жидкого, газообразного и влажного твердого топлива, отработанный сушильный агент на выходе из сушильных установок, влажный воздух вентиляционных выбросов и т.д.

Теплота влажных газов может быть использована при помощи конденсационных теплообменников-утилизаторов (КТУ) либо теплонасосных установок (ТНУ). При охлаждении газов ниже точки росы на поверхности теплообменника-утилизатора, либо на поверхности испарителя теплового

насоса происходит конденсация водяных паров, выделяется скрытая теплота парообразования и существенно повышается коэффициент теплопередачи. Требуемая площадь теплообменной поверхности (следовательно, габариты и стоимость оборудования) будут существенно зависеть от температуры конденсации паров, которая, в свою очередь, определяется схемой теплоутилизационной установки, температурами и расходами теплоносителей, а также концентрацией водяного пара во влажном газе. Поэтому анализ и выбор схемы установки и режимных параметров представляет собой важную задачу.

Рассмотрим применение КТУ в теплоутилизационной установке. Анализ тепловой эффективности КТУ позволяет получить зависимости для определения предельного повышения КПД и экономии топлива в энергетических и теплотехнологических установках при регенеративном теплоиспользовании за счет глубокой утилизации теплоты влажных газов [1].

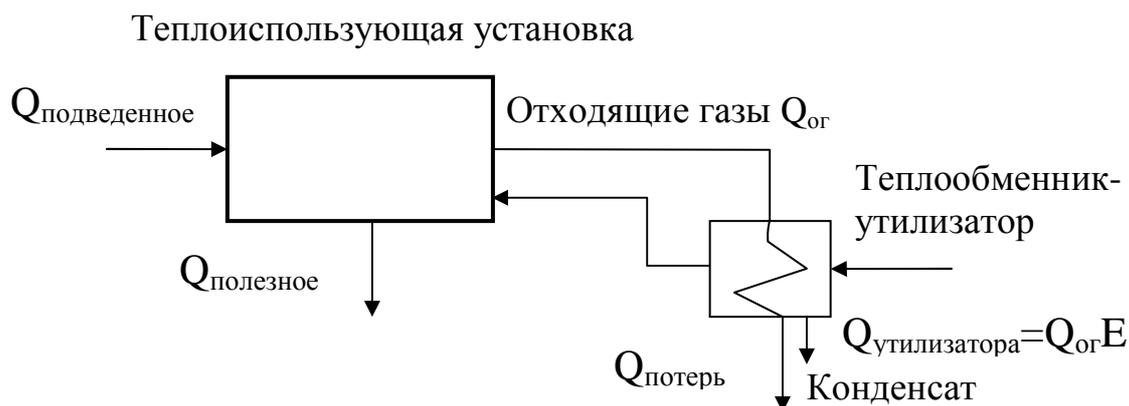


Рис.11. Схема к определению предельного повышения КПД теплоутилизационной установки

Возвращаемый в установку тепловой поток  $Q_{\text{утилизатора}}$  зависит от тепловой эффективности теплообменника  $E$  (рис.11). Последняя по определению представляет собой отношение теплового потока, передаваемого реальным теплообменником  $Q_{\text{реал}}$  к тепловому потоку, передаваемому в так называемом идеальном теплообменнике  $Q_{\text{идеал}}$ , т.е. в теплообменнике бесконечной длины, в котором полностью срабатывается температурный напор

между теплоносителями. При конденсации влаги на всей поверхности теплообмена  $E$  определяется как:

$$E = \frac{Q_{\text{реал}}}{Q_{\text{идеал}}} = \frac{G_1(H_{1\text{н}} - H_{1\text{к}})}{G_1(H_{1\text{н}} - H_1(t_{2\text{н}}))} = \frac{G_2 C_{p2}(t_{2\text{к}} - t_{2\text{н}})}{G_1(H_{1\text{н}} - H_1(t_{2\text{н}}))}, \quad (45)$$

здесь  $G_1$  и  $G_2$  – расходы горячего и холодного теплоносителя;  $t_{2\text{к}}, t_{2\text{н}}$  – температуры холодного теплоносителя на выходе и входе в КТУ;  $H_{1\text{н}}$  – энтальпия влажного газа на входе в КТУ;  $H_1(t_{2\text{н}})$  – энтальпия насыщенного влажного газа при температуре холодного теплоносителя на входе в КТУ.

В том случае, если  $E=1$ , то возвращаемая в установку теплота будет равна теплоте, отводимой из нее с отходящими газами  $Q_{\text{ог}}$ . Предельное значение КПД теплоиспользующей установки  $\eta$  при глубокой утилизации теплоты представляет собой отношение теплоты, полезно использованной в установке  $Q_{\text{пол}}$  к затраченной теплоте. Оно рассчитывается через высшую теплоту сгорания топлива  $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$  и его расход  $B$ :

$$\eta = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{в}}^{\text{р}} B - Q_{\text{ог}} E} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{в}}^{\text{р}} B - G_{\text{ог}}(H_{1\text{н}} - H(t_{2\text{н}}))E}, \quad (46)$$

здесь  $G_{\text{ог}}$  – расход отходящих газов.

Максимальная относительная экономия топлива за счет глубокой утилизации теплоты влажных газов составит:

$$\frac{\Delta B}{B_0} = \frac{E \frac{G_{\text{ог}}}{B_0} (H_{1\text{н}} - H(t_{2\text{н}}))}{Q_{\text{н}}^{\text{р}}}, \quad (47)$$

здесь  $B_0$  и  $\Delta B$  – начальный расход топлива и его экономия;  $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$  – низшая теплота сгорания топлива.

Теоретические предельные значения зависят от тепловой эффективности КТУ, максимальное значение которой можно найти на основе аналитических решений уравнения энергии [1], полученных для противоточных теплообменных аппаратов. Тепловая эффективность КТУ зависит от интенсивности теплоотдачи, относительных расходов и температурного уровня холодного теплоносителя и может быть вычислено как:

$$E = 1 - \exp \left[ - \alpha_1 \left( \frac{1}{W_1} - \frac{1}{W_2} \frac{Z}{C_{p1}} \right) / \left( 1 + \frac{Z}{C_{p1}} \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right) F \right], \quad (48)$$

здесь  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  - коэффициенты теплоотдачи со стороны влажного газа (при сухом теплообмене) и со стороны холодного теплоносителя;  $W_1$ ,  $W_2$  - водяные эквиваленты влажного газа и холодного теплоносителя;  $C_p$  - теплоемкость влажного газа;  $F$  - площадь поверхности теплообмена;  $Z = dH_w/dt_w$  - производная энтальпии влажного газа по его температуре для насыщенного газа, вычисленная по значению температуры поверхности теплообмена на входе влажного газа в КТУ.

Из формулы (48) видно, что в отличие от эффективности обычных теплообменников, эффективность КТУ зависит от уровня температур теплоносителей, определяющих значение параметра  $Z$ .

Если при утилизации теплоты влажных газов их суммарная (скрытая и явная) теплота и температурный уровень достаточны, чтобы нагреть холодный теплоноситель до требуемой температуры, оправданным является применение только КТУ, поскольку он дешевле и не требует затрат электроэнергии на свою работу. При этом повышение КПД и экономию топлива в теплоиспользующей установке при регенеративном использовании утилизируемой теплоты можно рассчитать по формулам (46), (47), (48). Если нельзя нагреть холодный теплоноситель в КТУ до требуемой температуры, то расширить возможности применения утилизируемой теплоты позволяет применение теплонасосной установки. При этом система с совместным применением теплового насоса и утилизационного теплообменника имеет существенные преимущества перед системой теплоснабжения на основе теплового насоса.

В Одесской национальной академии пищевых технологий разрабатываются энергосберегающие бародиффузионные технологии обезвоживания растительного сырья. Проводимые работы направлены на интенсификацию процессов массопереноса при переработке растительного сырья путем внедрения микроволновых технологий (МВТ).

Механизм комбинированного нано- и макропереноса влаги из волокнистой структуры в воздух поясняется схемой (рис.12,а) и

электродиффузионной моделью (рис.12,б). Последовательная цепочка диффузионных сопротивлений состоит из суммы:  $\Sigma R = R_{НК} + R_{МК} + R_{МО}$ .

Процесс конвективной массоотдачи от поверхности продукта в поток имеет наименьшее диффузионное сопротивление  $R_{МО}$ . Влага перемещается по микрокапиллярам к поверхности продукта, преодолевая диффузионное сопротивление  $R_{МК}$ . Это конвективная диффузия в стесненных условиях (поток  $j_1$ ). Диффузионное сопротивление нанокапилляров обозначено  $R_{НК}$ . Это наибольшее диффузионное сопротивление, поскольку стесненность диффузионных процессов в нанокапиллярах максимальна. При воздействии импульсного электромагнитного поля (ИЭМ) инициируется поток влаги из капилляров ( $j_2$ ). По сути, это бародиффузия, которая определяется растущим в капиллярах давлением  $P_k$  (рис.12). Отдельные капилляры, где достигнуты условия для генерации паровой фазы, начинают периодически выбрасывать жидкость из капилляров.

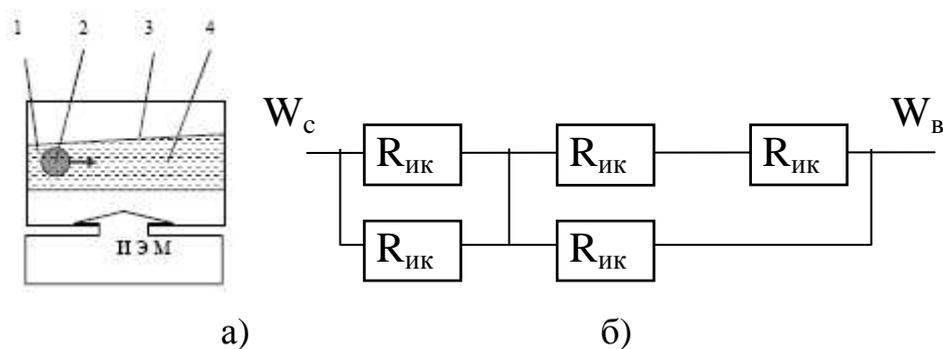


Рис.12. Процесс бародиффузии: а – схема, б – электродиффузионная модель (1 – твердое тело, 2 – паровой пузырек, 3 – стенка капилляра, 4 – влага)

Влага из нанокапилляров выбрасывается в микрокапилляры преодолевая диффузионное сопротивление  $R_{РН}$ . Частота таких выбросов и число функционирующих капилляров растет с повышением  $N$  - мощности излучения. Согласно схеме (рис.12, а) переноса влаги из твердого тела, концентрация воды в котором  $W_с$ , поля концентраций воды в диффузионной среде  $W_в$  определяются совместным действием конвективной диффузии из пористой среды и бародиффузии из ряда капилляров.

При воздействии электромагнитного поля градиент давления внутри открытой тупиковой поры либо капилляра  $P_{БД}$  и в потоке воздуха  $P_a$  растет.

При условии  $P_{БД} > P_a + P_K$ , что давление внутри капилляра превышает сумму давления в потоке и гидравлического сопротивления капилляра  $P_K$ , происходит выброс в поток жидкости из капилляра. Бародиффузионный поток турбулизирует пограничный слой. Сопротивление массопереносу бародиффузией ( $R_{PM}$  и  $R_{PH}$ ) может быть на несколько порядков ниже, чем в традиционных схемах массоотдачи. Таким образом, гидродинамическая ситуация в потоке определяется эквивалентным диаметром  $d$ , относительной скоростью движения диффузионной среды  $w$ .

Повысить эффективность микроволновых технологий при обезвоживании представляется возможным путем механического удаления влаги с поверхности продукта при ее доставке к поверхности бародиффузионным механизмом, который инициируется действием импульсного электромагнитного поля. В этой связи необходимо: во-первых, снять с воздуха задачи теплоносителя, а оставить только задачу «приемника» влаги. Во-вторых, организовать обезвоживание продукта с минимальным выпариванием из него влаги, т.е. подключить бародиффузионные процессы. В-третьих, использовать механическое удаление влаги с поверхности продукта за счет продувки его воздухом из окружающей среды. В-четвертых, организовать бародиффузию из объема продукта с помощью ИЭМ. По такой схеме удаление влаги будет происходить методами фильтрационной сушки, а подвод энергии – волновыми технологиями. Такой комбинированный способ имеет ряд существенных преимуществ. Во-первых, в традиционных подходах градиент влагосодержаний направлен в глубину продукта, а температуры – к поверхности. При ИЭМ градиент температуры направлен в середину продукта. Именно этот факт позволяет инициировать бародиффузионный поток влаги к поверхности. Во-вторых, на нагрев сухой части продукта тратится меньшее количество энергии. А это – предпосылки энергетической эффективности ИЭМ способа сушки [2].

Сухая часть продукта для большинства растительного сырья является радиопроницаемой. Механизм ИЭМ сушки состоит в том, что электромагнитное излучение определенной длины волны активно поглощается водой в продукте, поэтому непосредственно от этих лучей не нагревается. Рассмотренный механизм поясняется схемой (рис.13).

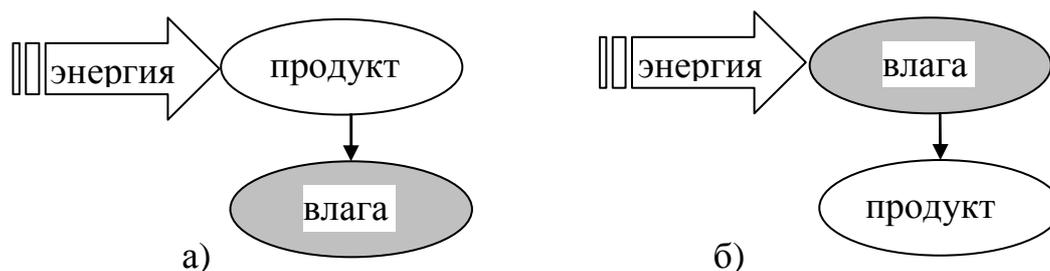


Рис.13. Схемы подвода энергии:

а – традиционная конвективная сушка; б – ИЭМ- сушка

Исходя из этих положений поставлен эксперимент [3], в котором продувка проводилась импульсно и чередовалась с действием ИЭМ. Комбинированное электрофизическое воздействие в процессе обезвоживания позволяет интенсифицировать процесс массопереноса в несколько раз. Реализует интенсивные и мягкие режимы сушки. Экспериментальные исследования комбинированных режимов обезвоживания проводились по следующей методике. Кассета из радиопрозрачного материала помещалась в резонаторную камеру, где осуществлялось воздействие на продукт микроволновым полем. Фиксировалось время обработки, режим ИЭМ, температура и вес продукта до и после обработки. Затем кассета подключалась к компрессору и проводилась продувка продукта воздухом. Измерялись температура и вес кассеты с продуктом до и после продувки. В опытах изменялись время ИЭМ воздействия и продувки. Результаты обработки опытов [3] приведены на рис. 14.

Уровень энергетических затрат (рис.14) показывает, что удаление влаги проходит в виде пара и в виде тумана. Анализ результатов опытов показал, что удельные затраты энергии связаны с диапазоном изменения температур, особенно в режиме продувки (фильтрационной сушки) продукта. И, действительно, такая корреляция обнаружена, что позволяет сделать вывод, что достигнутый в опытах уровень энергетических затрат (рис.14) ниже удельной теплоты фазового перехода для воды. Так подтверждена выдвинутая гипотеза о возможности в условиях ИЭМ обезвоживания без обязательного полного парообразования.

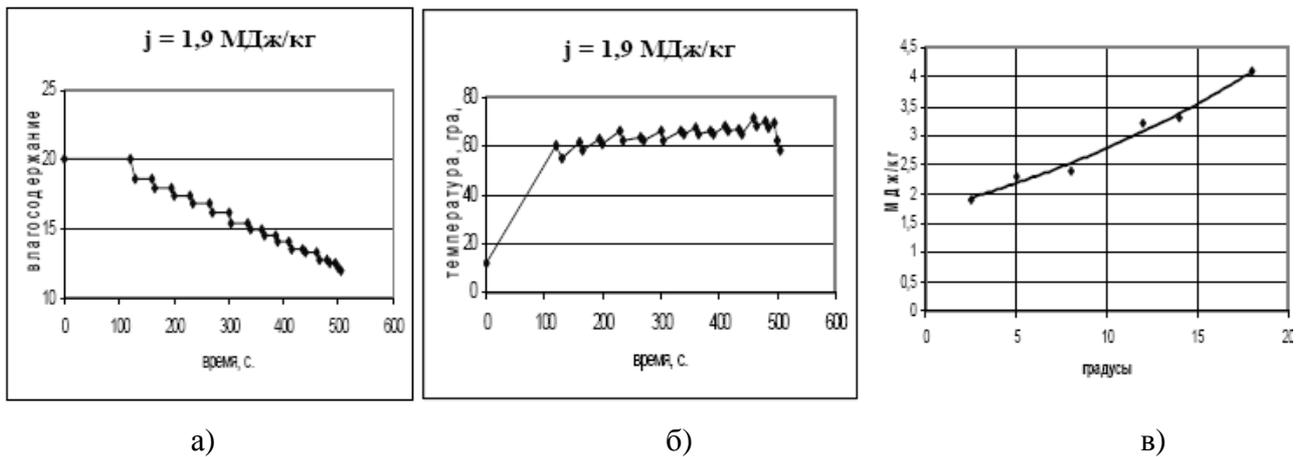


Рис.14. Линия сушки (а), термограмма (б) процесса и влияние величины охлаждения продукта на удельные затраты энергии (в)

Результаты опытов (рис.14) свидетельствуют, что с уменьшением времени воздействия как при подводе энергии, так и при продувке сокращается время процесса обезвоживания и, что наиболее интересно, удельные затраты энергии. Представляется, что минимизация энергопотребления связана с реализацией следующих принципов:

- за счет объемного подвода энергии доставить влагу на поверхность продукта практически без изменения общего влагосодержания, при минимальном нагреве продукта;
- в режиме фильтрационного обезвоживания провести механический отвод влаги с поверхности при минимальном снижении температуры поверхности продукта.

Из анализа рис. 14 можно сделать два вывода:

- существует четкая зависимость между величиной изменения температуры при продувке продукта и значением удельных затрат энергии на удаление влаги из продукта (рис.14, в);
- достигнутый в опытах уровень энергетических затрат ниже удельной теплоты фазового перехода для воды.

Второй вывод убедительно подтверждает выдвинутую гипотезу о возможности в условиях ИЭМ обезвоживания без обязательного полного парообразования.

Снижение неоправданных потерь теплоты с отработанным воздухом возможно за счет кондуктивного подвода теплоты к высушиваемому

материалу. В большинстве шахтных сушилок воздух является тепло-влажностителем. Его функция – нагреть материал и забрать влагу. Отличительной особенностью конструкции блочной зерносушилки, разработанной в Одесской национальной академии пищевых технологий [4] есть то, что нагрев зерна, движущегося плотным гравитационным слоем, осуществляется за счет контакта с нагретой поверхностью конденсатора термосифона (ТС). Воздух удаляется из сушилки при помощи вентилятора. В таком случае воздух является диффузионной средой. В сушилке (рис. 15) энергия топлива трансформируется в энергию топочных газов, которая в испарителе (1) превращается в энергию водяного пара, далее пар поступает в конденсатор (2), размещенный в сушильной шахте (3).

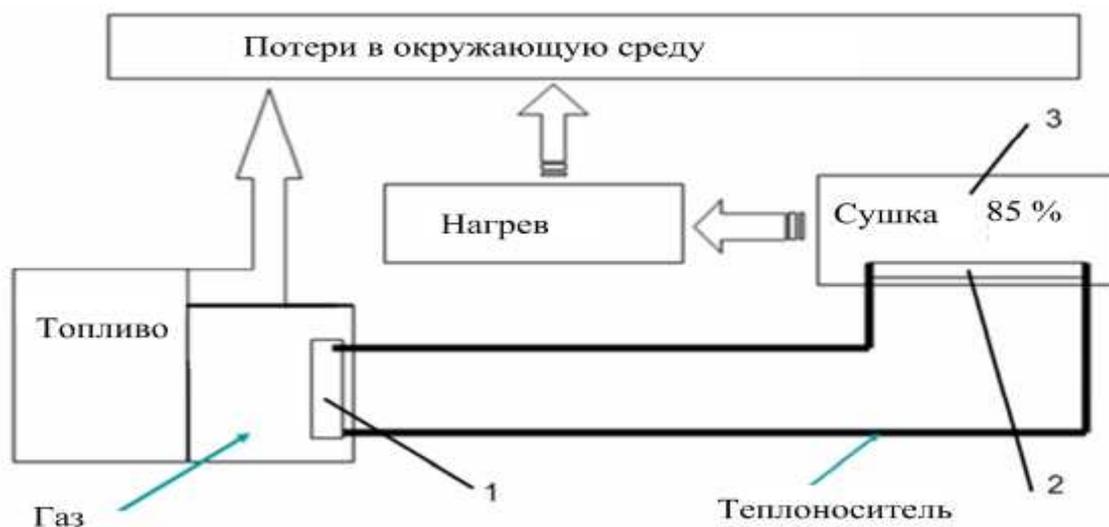


Рис. 15. Потоки теплоносителя в блочной зерносушилке:

1 – испаритель, 2 – конденсатор

Пар конденсируется и отдает энергию зерну, конденсат возвращается в испаритель. Сушильная шахта выполнена в виде рекуперативного теплообменника. Задачи исследований состоят: в изучении механики обтекания поверхностей ТС разной формы зерновым потоком; теплоотдачи от поверхности труб к потоку зернистого материала; в исследовании влияния компоновки пучка ТС на интенсивность теплоотдачи; в исследовании процесса сушки зерна. На процесс массоотдачи при сушке зерна в блочной зерносушилке влияет скорость, температура зерна, скорость воздуха. Потоки воздуха и зерна влияют на процесс практически в равной мере.

Разработан экспериментальный образец блочной сушильной установки с полной рециркуляцией теплоносителя (рис. 16). Основными его элементами являются: шахта, воздухопроводы, конденсатор, парогенератор, паропровод. Теплообменные трубки выполнены наклонными. Угол наклона труб одинаковый, а в соседних пучках - закрученный в противоположных направлениях, что является дополнительным фактором перемешивания потока.

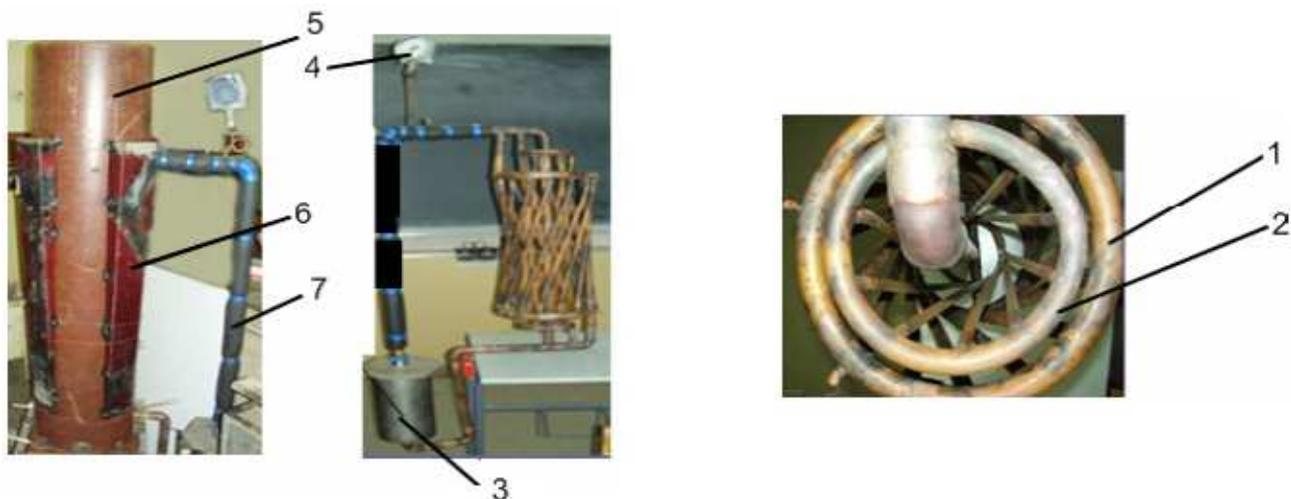


Рис. 16. Экспериментальный образец сушильной установки с полной рециркуляцией теплоносителя:

1 - внешний контур модуля; 2 - внутренний контур модуля; 3 - испаритель; 4 - манометр; 5 - сушильная шахта; 6 - воздухопроводы 7 – паропровод

Проектный расчет блочной зерносушилки с полной рециркуляцией теплоносителя показал, что по сравнению с установкой ДСП-12 удельные энергозатраты снижаются на 30%, продолжительность сушки сокращается на 10% при практически одинаковых габаритных параметрах установки [4].

Вакуумная сублимационная сушка (ВСС) занимает все большее место в производстве продуктов питания, лекарств и биологически активных добавок, несмотря на значительную себестоимость процесса. Это объясняется высоким качеством получаемых продуктов, в которых сохраняется структура и до 95% витаминов, ферментов и других биологически активных веществ. Снижение себестоимости, способное дать существенный рост рынка сублимированных продуктов, во многом определяется уменьшением энергозатрат на производство сухого продукта.

Для достижения поставленной цели снижения энергопотребления процесса ВСС сотрудниками ООО «Трансхолодмаш», г. Воронеж, предлагается комбинированный метод, использующий традиционные паровые компрессорные холодильные машины (ПКХМ) и термоэлектрические модули (ТЭМ) [5]. Идея заключается в использовании теплоты десублимации, высвобождаемой на холодных спаях ТЭМ, для нагрева продукта, располагаемого на горячих спаях ТЭМ, при каскадном расположении секций с обрабатываемым продуктом. Эксперименты показали значительное повышение энергоэффективности такого метода ВСС, однако они выявили и некоторые существенные недостатки – в первую очередь, невозможность поддержания в зоне сублимации широкого диапазона температур (например, от  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+60^{\circ}\text{C}$ ). Имелись проблемы и с управлением температурными режимами на сублиматоре и десублиматоре – они были частично взаимозависимыми, что является неудобным и порой недопустимым.

Схема предлагаемой установки ВСС показана на рис.17.

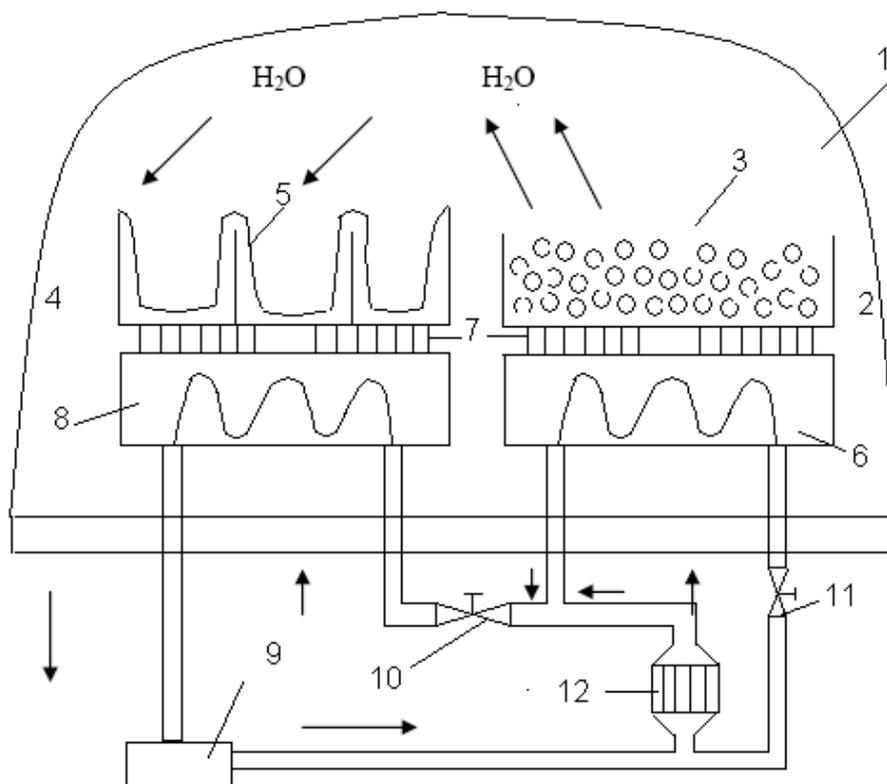


Рис. 17. Схема вакуумной сублимационной сушилки:

- 1 – вакуумная камера; 2 – сублиматор; 3 – высушиваемый продукт;
- 4 – десублиматор; 5 – лед; 6 – конденсатор; 7 – холодные спай ТЭМ;
- 8 – испаритель; 9 – компрессор; 10, 11 – вентили; 12 – внешний конденсатор

Здесь в вакуумной камере 1 находятся сублиматор 2 с высушиваемым продуктом 3 и десублиматор 4, на радиаторах которого нарастает лед 5. Сублиматор 2 представляет собой конденсатор 6 ПКХМ, имеющий тепловой контакт с холодными спаями блока ТЭМ 7, которые, в свою очередь, горячими спаями обращены к полкам с продуктом 3. Десублиматор 4 представляет собой испаритель 8 ПКХМ, имеющий тепловой контакт с горячими спаями блока ТЭМ 7, которые, в свою очередь, холодными спаями обращены к радиаторам с нарастающим льдом 5. Компрессор 9 служит для отсасывания паров ПКХМ и последующего их сжатия до давления конденсации; он же осуществляет циркуляцию холодильного агента. Терморегулирующий вентиль 10 предназначен для регулирования поступления в испаритель холодильного агента, а терморегулирующий вентиль 11 – для перераспределения сжатого холодильного агента между сублиматором 2 и дополнительным внешним конденсатором 12. Следует отметить, что в предлагаемой схеме вполне можно обойтись без блока ТЭМ на сублиматоре, так как регулирование вентилем 11 обеспечит необходимый тепловой режим высушиваемого продукта. Для такого упрощенного случая оценка энергетической эффективности показала – общее энергопотребление, включающее в себя энергозатраты на сублимацию и десублимацию, будет примерно в 2-3 раза меньше, чем по применяемой в настоящее время классической методике [5].

Сокращение энергозатрат на сушку может достигаться благодаря использованию альтернативных источников энергии, например, солнечной радиации. Солнечная сушка сельскохозяйственных продуктов широко используется во многих странах мира, поскольку при реализации этого способа сушки не требуются высокие капитальные и эксплуатационные затраты, а также солнечная сушка безопасна для окружающей среды.

Длительность обезвоживания при солнечной сушке зависит от свойств высушиваемого продукта и условий проведения процесса и обычно составляет от 3 до 4 дней. Для ряда материалов длительность сушки может достигать недели, что отрицательно сказывается на качестве конечного продукта. Также недостатком солнечной сушки является прерывание процесса на время отсутствия солнечной радиации. Так, за первый световой день из

высоковлажных материалов удаляется менее 50 % влаги. Достигнутое при этом влагосодержание материала значительно превышает равновесное с окружающей средой, и в случае прерывания процесса сушки на поверхности продукта создаются условия для проявления микробиологической активности, что приводит к порче продукта и ухудшению его качества.

Поскольку поступление солнечной радиации, которая является единственным источником энергии при солнечной сушке, неравномерно в течение суток, то для обеспечения непрерывного процесса сушки эффективно использовать аккумуляцию тепловой энергии.

Среди различных методов аккумуляции наиболее привлекательным является аккумуляция с использованием теплоты фазового перехода материалов. Преимуществом теплоаккумулирующих материалов (ТАМ) с фазовым переходом является их способность обеспечивать высокую плотность аккумуляции энергии при постоянной температуре, соответствующей температуре фазового перехода вещества [6].

На рис. 18 представлена схема солнечной сушилки с аккумулятором тепловой энергии. Работа установки происходит следующим образом. При открытых заслонках 6, 8, 9 и закрытых заслонках 7 и 10 атмосферный воздух из окружающей среды вентилятором 3 через рекуперативный теплообменник 5 подается в гелионагреватель 4, где нагревается до температуры 65-70 °С. Нагретый воздух направляется в тепловой аккумулятор 2, где, отдавая часть тепловой энергии ТАМ, охлаждается до температуры 55 °С. Далее воздух поступает в сушильную камеру 1. В сушильной камере в результате контакта с высушиваемым материалом воздух частично охлаждается и увлажняется, после чего направляется в рекуперативный теплообменник, где отдает тепловую энергию входящему потоку свежего атмосферного воздуха.

После захода солнца производится переключение потоков циркуляции теплоносителя. При этом заслонка 9 закрывается, и открывается заслонка 10. Атмосферный воздух вентилятором 3 подается в тепловой аккумулятор 2, где нагревается, воспринимая теплоту фазового перехода ТАМ. После этого нагретый воздух проходит последовательно через сушильную камеру, рекуперативный теплообменник и выбрасывается в атмосферу.

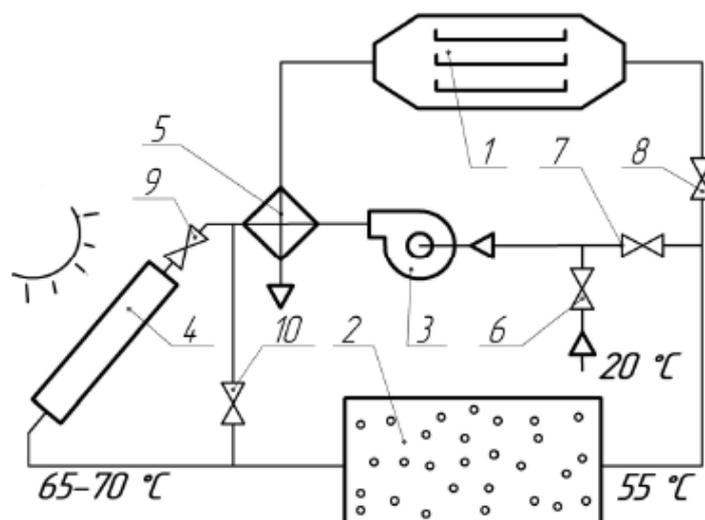


Рис. 18. Схема солнечной сушилки с аккумулятором тепловой энергии:

- 1 – сушильная камера; 2 – теплоаккумулятор; 3 – вентилятор;
- 4 – гелионагреватель; 5 – рекуперативный теплообменник;
- 6, 7, 8, 9, 10 – заслонки

При необходимости установка может работать в режиме аккумулятирования тепловой энергии. В этом режиме заслонки 7 и 9 открыты, а заслонки 6, 8, 10 закрыты. Воздух циркулирует через гелионагреватель и теплоаккумулятор по замкнутому контуру.

В диапазоне температур фазовых переходов 50-80 °С известно достаточно много веществ, которые обеспечивают данную температуру аккумулятирования. Это такие материалы, как кристаллогидраты неорганических солей и различные органические соединения (парафины, жирные кислоты и др.). Кристаллогидраты имеют относительно высокие значения удельной теплоты плавления, однако их главным недостатком является нестабильность механических свойств при многократных циклах плавления-кристаллизации. Фазовые переходы плавления-кристаллизации происходят с переохлаждением, наблюдается разделение фаз, в связи с чем кристаллогидраты имеют небольшой ресурс работы.

Поскольку тепловой аккумулятор в данном случае используется в процессе сушки пищевых продуктов, перспективными рабочими телами для тепловых аккумуляторов являются органические материалы, которые химически безвредны для этого процесса. Основным недостатком ТАМ на основе органических соединений является их высокая стоимость.

### 3. СУШКА С ТЕПЛОВЫМИ НАСОСАМИ

Одним из эффективных энергосберегающих способов, дающих возможность экономить органическое топливо, снижать загрязнение окружающей среды, удовлетворять нужды потребителей в технологическом тепле, является применение теплонасосных технологий. Тепловой насос (ТН) представляет собой установку, преобразующую низкопотенциальную возобновляемую энергию естественных источников теплоты и/или низкотемпературных вторичных энергетических ресурсов в энергию более высокого потенциала, пригодную для практического использования.

Сушильные установки были и остаются на сегодня наиболее рациональной областью внедрения теплонасосной технологии для подготовки сушильного агента. Они успешно применяются для сушки древесины, лекарственных трав, продуктов питания. В качестве источника низкопотенциальной теплоты сушильной камеры используется отработанный агент сушки, т.е. воздушно-паровая смесь, удаляемая из сушильной камеры. Тепло отработавшего агента сушки после повышения его потенциала в ТН используется для нагрева приточного воздуха, подаваемого в сушильную камеру для поддержания требуемого температурно-влажностного режима.

Предложение использовать холодильный цикл для повышения температуры высказал в 1852 г. Уильям Томсон, лорд Кельвин (William Thomson, 1824–1907) [7]. Это и есть цикл теплового насоса. Предложение было высказано через 28 лет после знаменитой работы Сади Карно (Nicolas Léonard Sadi Carnot, 1796–1832), вышедшей в 1824 г., но не замеченной современниками и не переиздававшейся при жизни автора. Собственно работа Карно непосредственно была посвящена исследованию тепловой (паровой) машины для совершения работы – в круговом процессе («прямой» цикл Карно). В обратных холодильных и теплонасосных циклах Карно (рис. 19), начавшихся с вышеупомянутой работы Кельвина, целью является не получение работы, а передача теплоты. Но теплота в них должна передаваться «в противоестественном направлении»:

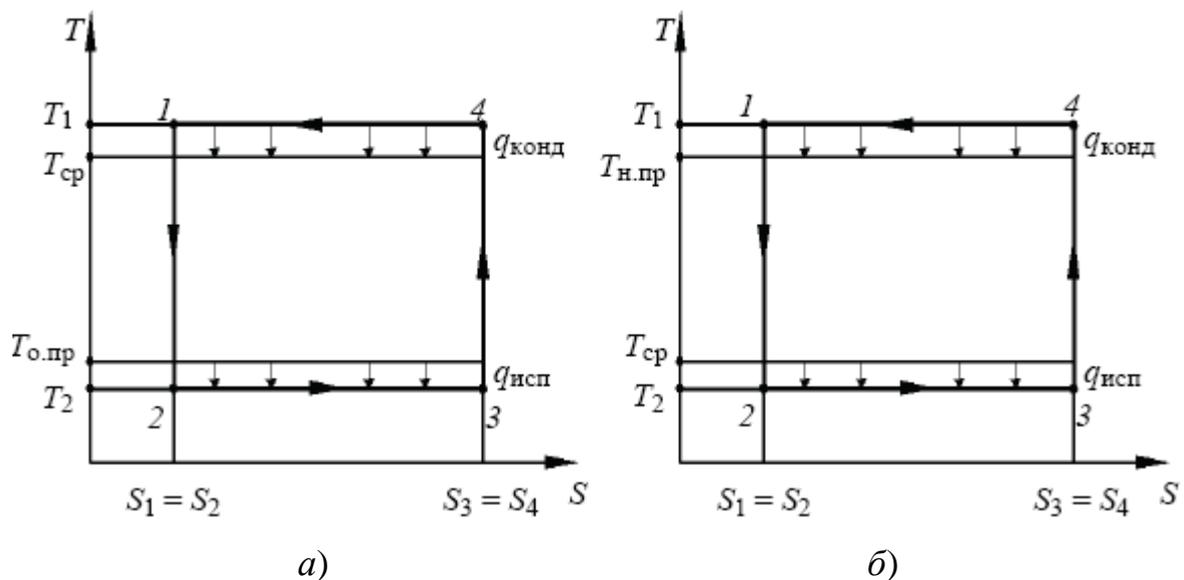


Рис. 19. Обратный цикл Карно:

*а* – холодильный; *б* – теплонасосный;

1–2 – детандер (расширение); 2–3 – испаритель;

3–4 – компрессор (сжатие); 4–1 – конденсатор

– в холодильном цикле (см. рис. 19, *а*) цель процесса – охлаждение «холодного горячим»; здесь  $T_{о.пр}$  – температура охлаждаемого продукта (целевая);  $T_{сп}$  – температура теплопринимающей среды; – в теплонасосном цикле (см. рис. 19, *б*) цель процесса – нагрев «горячего холодным»; здесь  $T_{н.пр}$  – температура нагреваемого продукта;  $T_{сп}$  – температура теплоотдающей среды. Для такой передачи тепла нужно затрачивать работу, величина которой в цикле Карно термодинамически минимальна из всех возможных процессов. Т. е., коэффициенты преобразования тепла (отношение полученного тепла  $q$  к затраченной работе  $L$ ) или холодильный  $\epsilon_{хол}$  и отопительный  $\epsilon_{отоп}$  коэффициенты  $\epsilon = q/L$  в циклах Карно максимальны. Их величины определяются температурами рабочего вещества в цикле:

– для холодильных машин – холодильный коэффициент  $\epsilon_{хол} = T_2/(T_1 - T_2)$  ;

– для теплонасосных – отопительный коэффициент  $\epsilon_{отоп} = \epsilon_{хол} + 1 = T_1/(T_1 - T_2)$ .

Поскольку обычно  $T_2, T_1 \gg (T_1 - T_2)$ ,  $\epsilon \gg 1$  и количество полученного тепла во много раз больше затраченной работы.

Первая реализация теплового насоса «в металле» была осуществлена Петером Риттингером (Peter Ritter von Rittinger, 1855), но их практическое применение началось с 30 – 40-х гг. XX века трудами многих ученых и инженеров в ряде стран. Самое массовое и известное использование тепловых насосов – отопление помещений от частных домов до огромных концертных залов и общественных зданий за счет «нетрадиционных источников» – низкопотенциального тепла грунта, водоемов, воздуха. В передовых теплонасосных системах реализуется как отопление зимой, так и охлаждение летом.

Тепловые насосы в процессах и аппаратах химической и родственных технологий пока не нашли широкого применения. Классическими являются и всегда рассматриваются применения компрессии вторичного пара при выпаривании и при ректификации для повышения температуры пара и с использованием его в этой же установке. Иногда их традиционно называют аппаратами с тепловым насосом, но корректнее это именно «термокомпрессия пара» (механическим компрессором или струйным паровым инжектором), без замкнутого теплонасосного цикла и соответственно без специального рабочего вещества. Наиболее характерным, по-видимому, было применение такой термокомпрессии в подвижных опреснительных установках (ПОУ и ОПС), серийно выпускавшихся Тамбовским заводом «Комсомолец» на базе автомашин с отбором мощности для привода роторной паровой турбины от распредвала.

Применение тепловых насосов в сушке началось существенно позднее. По сведениям Д.А. Рея [8] одними из первых применений теплового насоса для сушки и обезвоживания были работы фирмы Зульцер по обезвоживанию и осушке «подземных полостей в Германии в 1943 г.» и зерносушилка, разработанная в США в 1950 г.

Значительная часть работ с применением тепловых насосов связана не с обычной конвективной сушкой, а с сублимационной сушкой [9], в которой для замораживания продукта используется холодильная техника, аналогичная теплонасосной. Но в книгах по сублимации тепловые насосы начали упоминаться только в последнее время. Сублимация и десублимация являются

фазовыми превращениями и происходят при примерно постоянных температурах, в отличие от нагрева-охлаждения воздуха в конвективных сушилках. Здесь тепловой насос, так же как в отопительно-кондиционирующих системах, может использоваться как для замораживания, так и для возгонки.

Промышленное применение тепловых насосов в конвективных сушилках пока что является редким. Наиболее публично известное и распространенное применение тепловых насосов в конвективной сушке – сушка древесины (пиломатериалов) в камерах с замкнутой циркуляцией воздуха и конденсационным влагоудалением и домашние бельевые стиральные машины с сушкой с компрессионным тепловым насосом. Известно использование сушилок с ТН для агропромышленных, пищевых, фармацевтических продуктов, биопрепаратов и других малотоннажных, ценных и термолабильных материалов.

Особенностями большинства процессов сушки в химической и ряде родственных отраслей промышленности по сравнению с упомянутыми производствами являются: 1) относительно высокие температуры воздуха (как подаваемого в сушилки, так и выходящего, как правило, выше 120 °С); и 2) относительно высокие производительности по испаряемой влаге (как правило, сотни и тысячи кг/ч). Это приводит ко многим трудностям и проблемам в использовании тепловых насосов, начиная с выбора возможных циклов; далее – величин реальных (и даже идеальных предельных) отопительных коэффициентов; и наконец – хладагентов, компрессоров, теплообменного и влагоотделительного оборудования, пуска-перерывов-останова и т.д., и т.п.

Известны следующие виды холодильных и теплонасосных циклов: термомеханические компрессионные – пароконпрессионные, воздушные (газовые) компрессионные; сорбционные – абсорбционные, адсорбционные; струйные компрессионные – инжекторные; электромагнитные – термоэлектрические (на эффекте Пельтье – выделения/поглощения тепла в месте контакта разнородных проводников с током), магнитокалорические (на эффектах намагничивания – размагничивания); термомагнитные (на эффекте Эттингсхаузена – возникновения градиента температур в проводнике с током в

магнитном поле); электрокалорические (изменение температуры сегнетоэлектрика под влиянием электрического поля); химические.

Для процесса сушки промышленно-перспективными (в настоящее время) являются только парокомпрессионные и абсорбционные теплонасосные циклы.

Заманчивые, на первый взгляд, для теплонасосных систем газовые (воздушные) компрессионные циклы имеют даже для идеальных циклов отопительный коэффициент в несколько раз ниже, чем у цикла Карно [7]. Это объясняется тем, что такой цикл формируется двумя адиабатами и двумя изобарами (а не изотермами, как в цикле Карно), что приводит к большим энергопотерям.

Основными видами хладагентов в теплонасосных циклах являются следующие: галогенированные предельные углеводороды, «хладоны» ( $C_mH_{2m+2}$  + с атомами фтора, хлора, брома); «натуральные» метан...пентан; аммиак  $NH_3$ ; углекислый газ  $CO_2$ ; абсорбционные рабочие пары («летучий компонент – абсорбент») –  $NH_3 - H_2O$ ,  $H_2O - LiBr$ . В качестве сушильных агентов в камерах сушки обычно используются: воздух, перегретый водяной пар, продукты сгорания топлива.

На рис. 20 показана принципиальная схема *компрессионного* теплового насоса для использования низкопотенциальной тепловой энергии удаляемого из сушильной установки (СУ) воздуха. Пары рабочего тела (хладагента) засасываются из испарителя 1 компрессором 4, подвергаются сжатию и подаются в конденсатор 3. При сжатии возрастают температура и давление паров. В конденсаторе 3 при конденсации паров выделяется теплота, которая отводится. Из конденсатора сжиженное рабочее тело через регулирующийся вентиль – дроссель 2 при снижении давления поступает в испаритель 1, где испаряется. Низкопотенциальная теплота подводится в испарителе, например, от воздуха или воды.

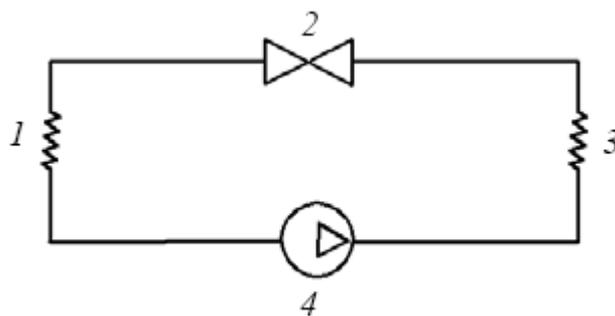


Рис. 20. Схема теплового насоса:

1 – испаритель; 2 – дроссель; 3 – конденсатор; 4 – компрессор

Схема применения теплового насоса в СУ показана на рис. 21. Отработанный воздух из СУ проходит через испаритель теплового насоса, где он охлаждается, отдавая теплоту рабочему телу. Содержащаяся в воздухе влага конденсируется и выводится из системы. Для нагревания воздуха используется теплота, эквивалентная теплоте, приобретенной в испарителе, и работе сжатия в компрессоре.

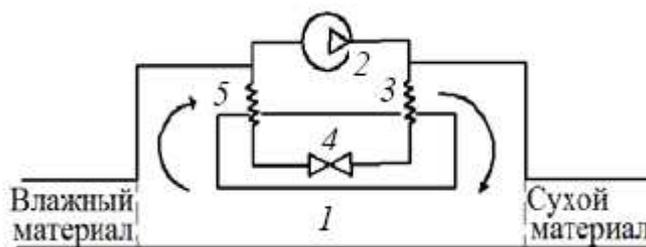


Рис. 21. Схема применения теплового насоса в СУ:

1 – камера; 2 – компрессор; 3 – конденсатор; 4 – дроссель; 5 – испаритель

В *сорбционных* (абсорбционных и адсорбционных) тепловых насосах осуществляются последовательные термохимические процессы поглощения (сорбции) рабочего тела сорбентом, что сопровождается выделением теплоты, а затем выделения (десорбции) рабочего тела из сорбента с поглощением теплоты. В *абсорбционных* тепловых насосах используется явление абсорбции паров низкотемпературных жидкостей пленками высокотемпературных жидкостей. На практике наибольшее распространение получили пары  $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$ , используемые в системах кондиционирования, и  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ , используемые в холодильной технике. На рис. 22 принципиальная схема абсорбционного теплового насоса сопоставлена с компрессионным ТН.

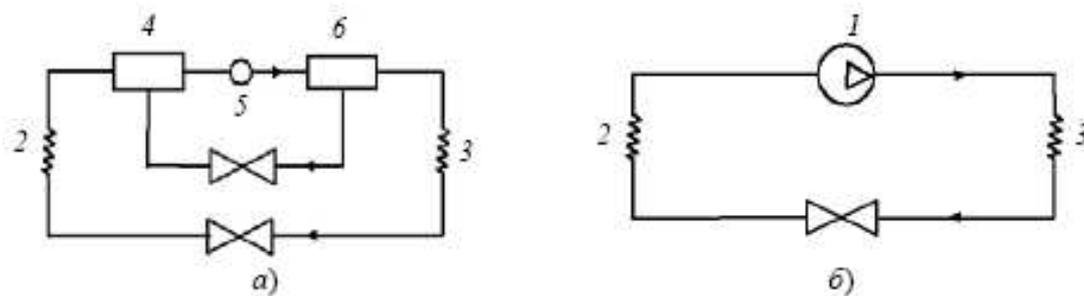


Рис. 22. Сопоставление простого абсорбционного (а) и парокомпрессионного (б) тепловых насосов: 1 – компрессор; 2 – испаритель; 3 – конденсатор; 4 – абсорбер; 5 – насос; 6 – генератор

Абсорбционный тепловой насос содержит испаритель и конденсатор, которые работают так же, как в парокомпрессионном цикле. Теплота подводится к испарителю, вызывая кипение хладагента при низком давлении. Полезное тепло отводится от конденсатора, внутри которого происходит конденсация при высоком давлении. Однако в абсорбционном цикле используется дополнительный контур, в котором течет жидкий абсорбент (растворитель). Испарившийся хладагент поглощается жидкостью при низком давлении. Затем жидкость специальным насосом перекачивается в область высокого давления, где происходит подвод тепла, и, несмотря на высокое давление, пары хладагента выделяются из жидкости. Поскольку смесь жидкого абсорбента и хладагента практически несжимаема, затраты мощности на насос пренебрежимо малы, и источником первичной энергии является только теплота, подводимая к генератору пара, который всегда имеет максимальную температуру цикла.

Рабочие вещества парокомпрессионных машин должны удовлетворять определенным требованиям. Критическая температура хладагента должна быть возможно выше температуры нагреваемого воздуха  $T_{кр} > T_1 > T_{н.пр}$  (см. рис. 19, б) при не чрезмерно высоком критическом давлении. Теплота конденсации – парообразования  $r_{фаз}$  должна быть также возможно выше. При этом более важным экономически оказывается не давление, а  $r_{фаз}$ , так как мощность на сжатие газа  $N = p_n V_n (k/(k - 1))[(p_k/p_n)^{(k-1/k)} - 1]/\eta$  возрастает прямо пропорционально расходу  $V_n$  (уменьшается прямо пропорционально  $r_{фаз}$ ), но примерно пропорционально  $(p_k/p_n)^{(k-1/k)}$ , что для многомолекулярного газа ( $k =$

1,29) дает степень 0,225 (~ корень 4-й степени) от соотношения давлений  $p_k/p_n$ . То есть, при уменьшении в 2 раза  $r_{\text{фаз}}$  и соответствующем возрастании в 2 раза расхода  $V_n$  потребляемая мощность  $N$  увеличится также в 2 раза, но при возрастании в 2 раза соотношения давлений она увеличится примерно в  $2^{0,225} = 1,17$  раза, или всего на 17 %.

При использовании тепловых насосов в сушильных установках появляется ряд специальных требований как к рабочим веществам, так и к оборудованию, прежде всего, к компрессорам, а также к теплообменному и влагоудаляющему оборудованию.

Для абсорбционных машин требования и ограничения для высоких температур по сути дела аналогичны: 1) это комплекс свойств системы «летучий компонент – абсорбент», включающий, прежде всего, термохимическую стойкость в этих условиях, а также связь «растворимость – давление», кристаллизуемость с отложением осадка, вязкость, коррозионные свойства; 2) емкостные теплофизические свойства – теплоты фазовых превращений. В результате для бромисто-литиевых машин «в качестве возможной верхней температуры устанавливается 90 °С», в то время как водоаммиачные тепловые насосы считаются «не имеющими температурных ограничений» [10].

В работе [11] для оценки энергетических возможностей применения тепловых насосов при сушке рассматривается, как зависит максимальный предельный отопительный коэффициент  $\epsilon_{\text{от}}$  (обратного цикла Карно) в сушилке с тепловым насосом от температур входящего  $T_{\text{вх}}$  и выходящего  $T_{\text{вых}}$  сушильного агента и от перепада температур в сушилке  $\Delta T_c = T_{\text{вх}} - T_{\text{вых}}$ . Соответственно идеальному циклу (см. рис. 19, б) принимается, что температуры сушильного агента в испарителе и конденсаторе по их длине условно постоянны, а разности температур «сушильный агент – хладагент», необходимые для реализации теплообмена в испарителе и в конденсаторе, равны 10 °С. Тогда температуры хладагента в таком цикле (см. рис. 19, б):  $T_1$

$= T_{н.пр} + 10 = T_{вх} + 10$ ;  $T_2 = T_{ср} - 10 = T_{вых} - 10$ . Соответственно выражение для количественной оценки предельного отопительного коэффициента имеет вид:

$$\epsilon_{от} = (T_{вх} + 10) / ((T_{вх} + 10) - (T_{вых} - 10)) = (T_{вх} + 10) / (\Delta T_c + 20), \quad (49)$$

где  $\Delta T_c = T_{вх} - T_{вых}$ , К. Результаты приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты оценки отопительных коэффициентов  $\epsilon_{от}$

$\Delta T_c$ , °C	$T_{вх}$ , °C									
	50		100		150		200		250	
	$T_{вых}$	$\epsilon_{от}$	$T_{вых}$	$\epsilon_{от}$	$T_{вых}$	$\epsilon_{от}$	$T_{вых}$	$\epsilon_{от}$	$T_{вых}$	$\epsilon_{от}$
10	40	11,1	90	12,8	140	14,4	190	16,1	240	17,8
20	30	8,33	80	9,58	130	10,8	180	12,1	230	13,3
30	—	—	70	7,66	120	8,66	170	9,66	220	10,7
40			60	6,38	110	7,22	160	8,05	210	8,88
50			50	5,47	100	6,19	150	6,90	200	7,61
60			40	4,79	90	5,41	140	6,04	190	6,66
70			—	—	80	4,81	130	5,37	180	5,92
80					70	4,33	120	4,83	170	5,33
90					60	3,94	110	4,39	160	4,85
100					50	3,61	100	4,02	150	4,44
110					—	—	90	3,72	140	4,10
120							80	3,45	130	3,81
130							70	3,22	120	3,55
140							60	3,02	110	3,33
150							—	—	100	3,14
160									90	2,96

Видно, что эффективность цикла и  $\epsilon_{от}$  сильно зависят от температуры сушки – при ее увеличении от 50 до 250 °C (при постоянном  $\Delta T_c = 10$  °C)  $\epsilon_{от}$  увеличивается с 11,1 до 17,8 – улучшается в 1,6 раза. Но так же сильно она ухудшается при увеличении температурных перепадов в сушилке (то есть при желательном повышении теплоиспользования сушильного агента) – при температуре сушки 250 °C уменьшение  $T_{вых}$  с 240 до 90 °C снижает  $\epsilon_{от}$  с 17,8 до величины уже неприемлемой 2,96 – в 6 раз (так как в реальном цикле  $\epsilon_{от}$  в 2–3 раза ниже идеального).

В действительности в конвективной сушилке температуры теплоотдающего воздуха в испарителе ТН и тепловоспринимающего воздуха в конденсаторе ТН являются переменными и будут требоваться температуры хладагента в цикле: в конденсаторе – выше на величину минимального температурного перепада на конце конденсатора  $\Delta T_{\min}$ ; в испарителе – ниже на  $\Delta T_{\min}$  и на перепад температур охлаждения выходящего воздуха в испарителе  $\Delta T_{\text{исп}}$ . Величины  $\Delta T_c$ ,  $\Delta T_{\min}$  и  $\Delta T_{\text{исп}}$  зависят от температуры сушки и от конструктивных возможностей оборудования. Оценим их как:  $\Delta T_{\min} \approx 5 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $\Delta T_{\text{исп}} \approx 10...50 \text{ }^\circ\text{C}$ . Это даст тогда предельные оценки (аналогично соотношению (49) и табл. 1)

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{от}} &= (T_{\text{вх}} + 5) / ((T_{\text{вх}} + 5) - (T_{\text{вых}} - (5 + (10 \div 50)))) = \\ &= (T_{\text{вх}} + 5) / (\Delta T_c + 10 + \Delta T_{\text{исп}}). \end{aligned} \quad (50)$$

Из сопоставления соотношений (49) и (50) видно, что эффективность цикла и  $\varepsilon_{\text{от}}$  существенно уменьшаются при желательном увеличении съема низкопотенциального тепла от выходящего в испарителе  $\Delta T_{\text{исп}}$ , особенно при работе без конденсации влаги из воздуха. При конденсации влаги в испарителе хладагента по линии насыщения  $\varphi = 100 \text{ \%}$  снижение температуры воздуха намного меньше.

Из этих оценок видно, что чем выше температура сушки, тем сложнее использование тепловых насосов. Для повышения экономичности сушки желательно максимально увеличивать теплоиспользование сушильного агента, то есть снижать температуру выходящего воздуха  $T_{\text{вых}}$ , но при этом возрастают необходимые перепады температур в тепловых насосах ( $T_1 - T_2$ ) и, соответственно, увеличиваются энергозатраты на сжатие.

Очевидно, что наилучшим будет сочетание тепловых насосов с использованием отходящего тепла в рекуператорах, не требующих компрессии. При этом потребуются также частичный дополнительный или пусковой подогрев воздуха в калориферах. При некоторых технологических требованиях (например, постоянства температуры в сушилке) требуется дополнительный теплоподвод в сушильной камере. При высоких температурах выходящего воздуха его не удастся использовать полностью – тогда возвращаемое избыточное тепло целесообразно использовать для генерации технологического

пара (хотя бы минимальных параметров), а также предусматривать аккумуляцию тепла для сглаживания расходов и при перерывах в потреблении (например, с перегретой водой).

Далее рассматриваются возможные варианты комбинированных схем сушки с тепловыми насосами, рекуператорами, калориферами, дополнительными теплообменными устройствами теплоподвода в сушилке и теплосъема от теплового насоса.

Возможны многочисленные разновидности по наличию:

- рекуперативных теплообменников «выходящий воздух – свежий входящий воздух»: нет // есть// тип (в том числе с тепловыми трубами, пластинчатые);
- калориферов: нет (но нужно предусматривать способ пуска – начального разогрева) // есть // количество и расположение, тип (в том числе паровые, газовые, на жидком топливе);
- дополнительного теплоподвода в сушилке: нет // есть// способ теплоподвода (в том числе кондуктивный, инфракрасный, микроволновый);
- дополнительного теплосъема от теплового насоса: нет // есть// наличие и способ теплоиспользования, то же – теплоаккумуляции;
- конденсации влаги из выходящего воздуха: нет, в том числе выше или до точки росы // есть// до какого конечного влагосодержания, способ теплоиспользования и влагоудаления (в том числе поверхностные теплообменники, сепарация, промывные колонны: скрубберы, необходимые также для газоочистки; при их использовании ставится задача водосбережения и уменьшения промстоков);
- выброса воздуха из сушилки и соответственно подвода свежего воздуха: полный выброс, без рециркуляции // частичный выброс, смешение со свежим воздухом и рециркуляция: возможно большинство известных вариантов схем конвективной сушки – со смешением, с промежуточным подогревом, с дополнительным теплоподводом, по нескольким зонам // без выброса (возможен небольшой целевой или неорганизованный выброс-подсос через неплотности), с замкнутой циркуляцией: вид сушильного агента (в том числе остаточный воздух, инертный газ – обычно азот, смесь с продуктами сгорания топлива, перегретый водяной пар из влаги высушиваемого продукта).

Возможны многие сочетания из перечисленных групп схем и устройств. Один из первичных вопросов – степень использования тепла выходящего из сушилки воздуха, которое складывается из теплосодержания воздуха  $c_v T$ , пара  $c_p x T$  и теплоты парообразования  $r_{0x}$ . Приближенно, если считать  $c$  и  $r$  постоянными, получаем энтальпию влажного воздуха на кг абсолютно сухого воздуха, Дж/кг с.в.,

$$I = (c_v + c_{пх})T + r_{0x} = (1010 + 1970x)T + 2493000x. \quad (52)$$

Второе слагаемое обычно существенно больше первого. Например, для температур выходящего воздуха 80, 110 и 150 °С при обычных конечных влагосодержаниях порядка 0,08; 0,11 и 0,15 кг вл./кг с.в. соответственно получаем теплосодержание воздуха и теплоту парообразования 93408 и 199440; 134937 и 274230; 195828 и 373950, то есть влага в виде пара в воздухе содержит тепла примерно в 2 раза больше, чем теплоемкость влажного воздуха (разница может быть и существенно больше).

Рекуперацией можно передать обычно только теплосодержание воздуха, и то не всё, так как для конденсации влаги из выходящего воздуха требуются более низкие температуры подаваемого воздуха. Более низкопотенциальное тепло конденсируемой влаги можно передавать только тепловым насосом.

Но при высоких температурах и влагосодержаниях выходящего воздуха и применении теплового насоса может получиться избыток трансформированного тепла, которое целесообразно использовать для генерации пара или аккумуляции перегретой воды.

Некоторые варианты схем на  $I - x$  диаграммах для сравнения и анализа представлены на рис. 23:

а) без теплового насоса, только рекуператор и калорифер для дополнительного нагрева воздуха, без конденсации влаги из воздуха, без рециркуляции воздуха (полный выброс выходящего из сушилки воздуха после рекуператора в атмосферу).

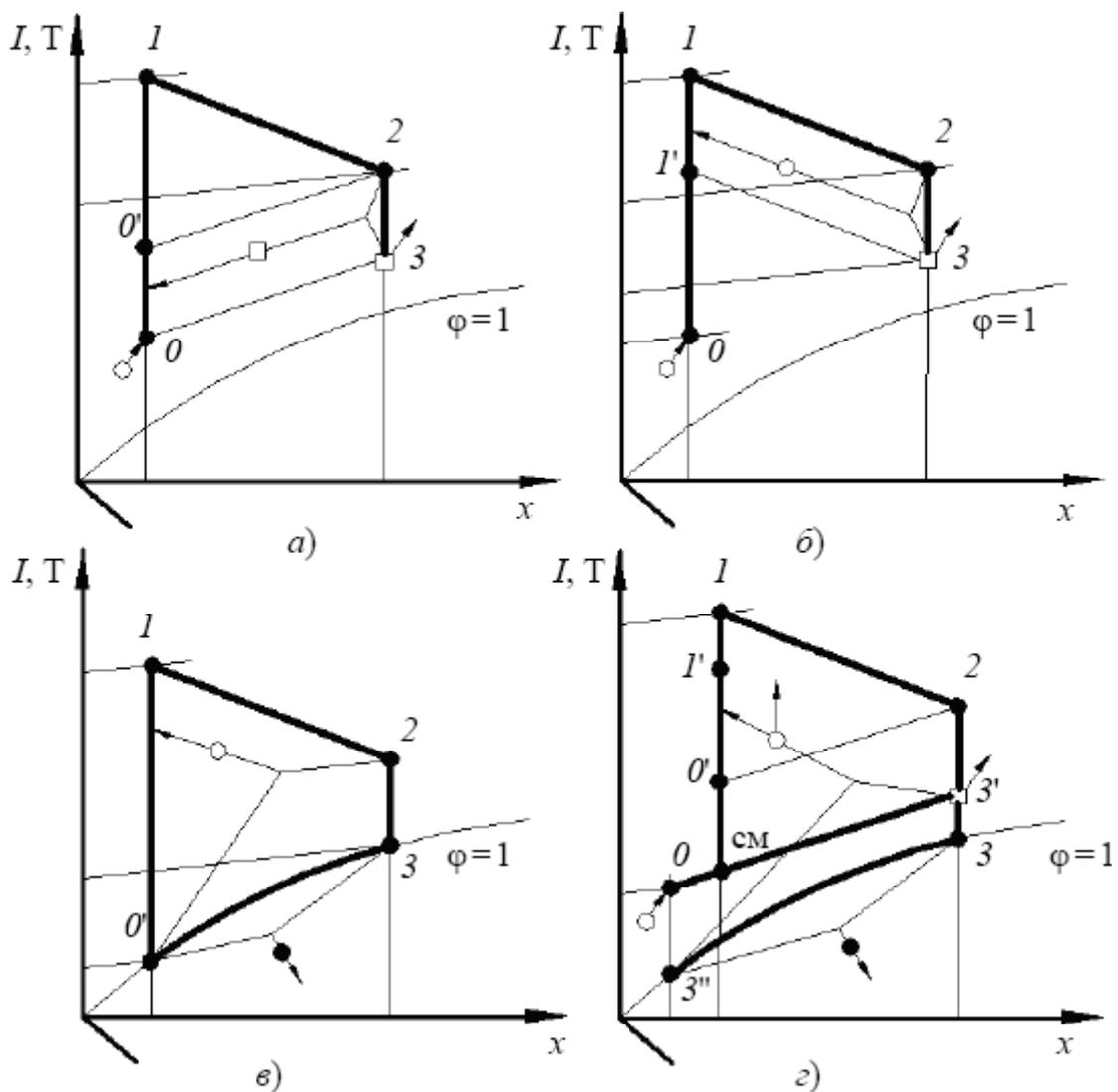


Рис. 23. Варианты *а, б, в, г* схем конвективной сушки с тепловым насосом на  $I-x$  диаграммах:

- – точка подачи свежего воздуха; □→ – точка выброса отработанного воздуха;
- ▶●→ – область образования и вывода конденсата; ▶□→ – область теплообмена в рекуператоре;
- ▶○→ – область теплопереноса в ТН сушилки;
- ▶○→ – область теплопереноса в ТН сушилки и теплогенератора

На диаграмме отрезки  $(2-3) \leftrightarrow (0-0')$  – теплообмен выходящего и входящего свежего воздуха в рекуператоре;  $(0'-1)$  – догрев входящего воздуха в калорифере;  $(1-2)$  – линия сушки (охлаждение и увлажнение воздуха при отдаче тепла на испарение влаги);

*б)* только тепловой насос, без рекуператора, калорифер для предварительного нагрева воздуха перед тепловым насосом, без конденсации

влаги, без рециркуляции воздуха (полный выброс выходящего из сушилки воздуха после испарителя теплового насоса в атмосферу). На диаграмме:  $(2-3) \rightarrow (1'-1)$  – теплоперенос тепловым насосом (через испаритель и конденсатор) тепла от выходящего воздуха к входящему;  $(0-1')$  – предварительный нагрев воздуха в калорифере;  $(1-2)$  – линия сушки;

в) только тепловой насос, без рекуператора, без калорифера (предусматривается разогрев при пуске), полная конденсация влаги из выходящего воздуха до начального влагосодержания, полная рециркуляция (замкнутый воздушный цикл). На диаграмме:  $(2-3-0')$  – охлаждение воздуха и конденсация влаги в испарителе теплового насоса;  $(0'-1)$  – нагрев воздуха в конденсаторе теплового насоса;  $(1-2)$  – линия сушки. Предусматривается разогрев установки при пуске и дополнительный частичный подвод-отвод тепла для поддержания технологического режима при дисбалансе тепла в системе «сушилка – тепловой насос»; возможен частичный целевой или неорганизованный выброс-подсос воздуха;

г) тепловой насос, рекуператор (начального подогрева воздуха), калорифер (конечного догрева воздуха), теплогенератор (на избытке тепла в конденсаторе ТН), полная конденсация влаги из воздуха, смешение выходящего воздуха со свежим и рециркуляция смеси, выброс части отработанного воздуха и подсос свежего. На диаграмме:  $(0-см-3')$  – смешение свежего воздуха и выходящего из рекуператора (охлажденного);  $(см-0')$  – начальный подогрев смеси в рекуператоре;  $(0'-1')$  – нагрев воздуха в конденсаторе теплового насоса, избыток тепла используется во 2-й части конденсатора для генерации пара (или перегретой воды);  $(1'-1)$  – догрев воздуха в калорифере;  $(1-2)$  – линия сушки;  $(2-3')$  – охлаждение выходящего из сушилки воздуха в рекуператоре;  $(3'-3-3'')$  – охлаждение воздуха и конденсация влаги в испарителе теплового насоса.

Далее приводятся примеры сушильных установок с тепловыми насосами.

На рис. 24 изображена схема установки с парокомпрессионным ТН для сушки солода в плотном слое, разработанной в Воронежской государственной технологической академии [11].

Применена двухступенчатая теплонасосная установка; предложен способ сушки солода в переменном режиме. Высота слоя солода до 1,05 м; линейная скорость сушильного агента изменялась от 1,2 м/с в начале сушки до 0,2 м/с в конце, температура – от 313 К в начале до 358 К – в конце.

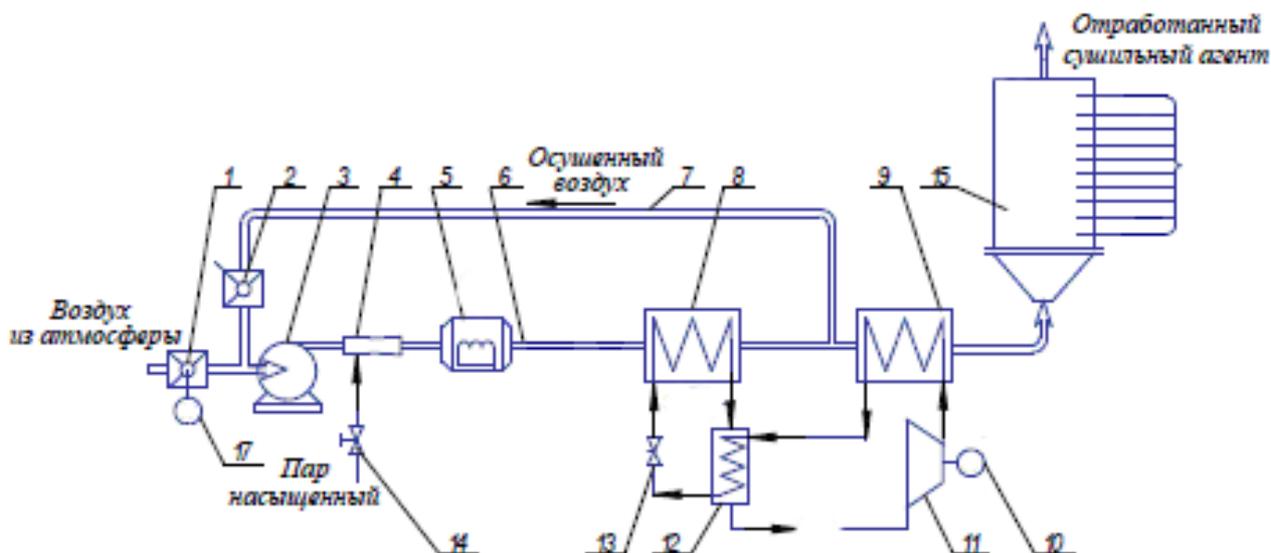


Рис. 24. Лабораторная установка с парокомпрессионным ТН

для сушки солода в плотном слое:

- 1, 2 – жалюзийные заслонки; 3 – вентилятор; 4 – пневматическая форсунка; 5 – калорифер; 6, 7 – воздухопроводы; 8 – испаритель; 9 – конденсатор; 10 – электродвигатель; 11 – компрессор; 12 – промежуточный теплообменник; 13 – терморегулирующий вентиль; 14 – вентиль; 15 – сушильная камера; 16 – устройство с диаграммной лентой

На рис.25 приведена схема лабораторной камерной сушилки с двухступенчатым парокомпрессионным ТН для высокотемпературной сушки древесины (хладагенты R-124, R-134А) [13].

Сушилка с двухступенчатым тепловым насосом, в котором работают два различных цикла, чтобы получить сушильный агент высокой температуры. 1-й цикл использует хладагент R-124, чтобы получить температуру больше чем 80 °С, 2-й цикл использует хладагент R-134А.

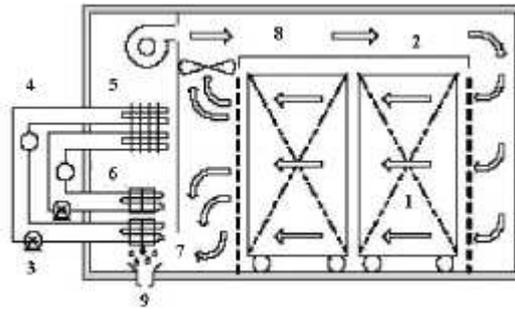


Рис. 25. Схема лабораторной камерной сушилки с двухступенчатым парокомпрессионным ТН для высокотемпературной сушки древесины:

1 – штабель древесины; 2 – сушильная камера; 3 – компрессор; 4 – дроссель; 5 – конденсатор; 6 – испаритель; 7 – влажный воздух; 8 – осушенный воздух; 9 – дренажное отверстие

На рис. 26 изображена схема теплонасосной конвективной сушильной установки (хладагент R-134A), разработанной в институте технической теплофизики НАН Украины [14].

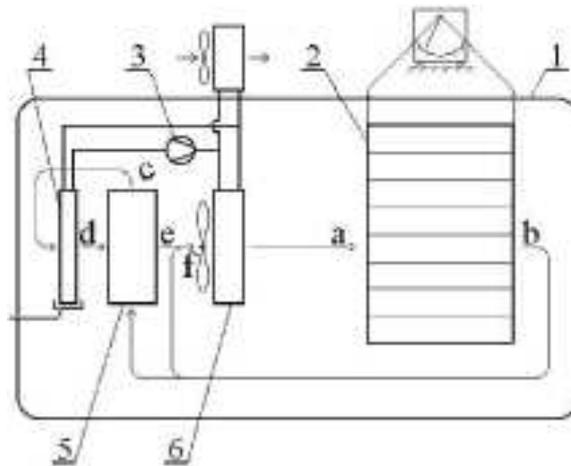


Рис.26. Схема теплонасосной конвективной сушильной установки:

1 – сушильная камера; 2 – тележка; 3 – холодильный компрессор; 4 – испаритель; 5 – рекуперативный теплообменник; 6 – двухсекционный воздушный конденсатор; а – б – насыщение влагой; б – с – предохлаждение в рекуператоре; с – д – охлаждение в испарителе; д – е – нагрев в рекуператоре; е – ф и б – ф – смешение перед конденсатором; ф – а – нагрев в конденсаторе

Установка предназначена для сушки 450 кг/ч тропических фруктов до влажности 4 % с целью получения из высушенного материала пищевых порошков. При производстве порошкообразной продукции необходимо сушить материал до низкой конечной влажности ( $W \leq 8 \%$ ). Однако при высоком влагосодержании воздуха ( $d \approx 30$  г/кг с.в.) высушить термолабильный материал, особенно сахаросодержащий, невозможно. Материал в этих высоковлажных атмосферных условиях (тропический климат) приходит в состояние равновесия с окружающим воздухом и процесс прекращается.

Сушильная установка туннельного типа имеет четыре рабочие зоны, в каждой зоне поддерживаются свои тепловлажностные режимы теплоносителя. Первые три зоны работают по традиционной схеме с частичной рециркуляцией теплоносителя. Четвертая зона имеет замкнутый контур циркуляции с теплонасосной осушкой воздуха. В зоне поддерживается температура около  $60^{\circ}\text{C}$  и влагосодержание сушильного агента  $d \leq 20$  г/кг сухого воздуха. Это позволило в условиях тропического климата получить пищевые порошки из бананов и ананасов.

В ОАО «НПО Гелиймаш» построен и испытан пилотный образец теплового насоса ТН  $\text{CO}_2$  с тепловой мощностью 20 кВт (рис.27).



Рис.27. Тепловой насос ТН  $\text{CO}_2$ -20

Теплотехнические параметры ТН  $\text{CO}_2$ -20: общая тепловая мощность 20 кВт; сетевая вода высокотемпературного контура: расход 0,051 кг/с; температура прямого потока  $85^{\circ}\text{C}$ ; температура обратного потока  $45^{\circ}\text{C}$ ; сетевая вода низкотемпературного контура: расход 0,154 кг/с; температура прямого потока

45 °С; температура обратного потока 30 °С. Потребляемая компрессором электрическая мощность 5,9 кВт [15].

Принцип действия *термоэлектрических* тепловых насосов основан на эффекте Пельтье, то есть на выделении и поглощении теплоты в спаях термопарных цепей при прохождении через них электрического тока. На рис. 28 изображена схема вакуум-сублимационной сушилки с использованием термоэлектрических модулей [16].

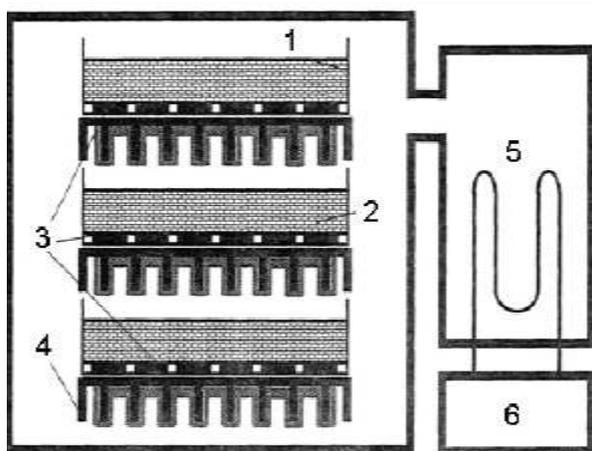


Рис.28. Схема вакуум-сублимационной сушилки с использованием термоэлектрических модулей: 1 – противень; 2 – продукт; 3 – термоэлектрические модули; 4 – радиатор холодных спаев; 5 – десублиматор; 6 – холодильная машина

Сушилка состоит из секций, представляющих собой противень, в двойном дне которого, выполненном из материала с высоким коэффициентом теплопроводности, установлены термоэлектрические модули. Горячие спаи термобатареи обеспечивают подвод тепла к продукту, а холодные вместе со своими радиаторами – процесс десублимации.

Идея энергосбережения заключается в использовании теплоты десублимации (конденсации) влаги для нагрева при каскадном расположении секций с обрабатываемым продуктом.

Одной из альтернатив парокомпрессионных ТН является *химический* ТН. Химический ТН может хранить тепловую энергию в виде химической энергии, выделяющейся при экзотермической реакции. Химические ТН используют только тепловую энергию и не дают загрязняющих выбросов, что существенно

отличает их от механических ТН. В работе [17] рассмотрены сушилки с химическим тепловым насосом (рис. 29).

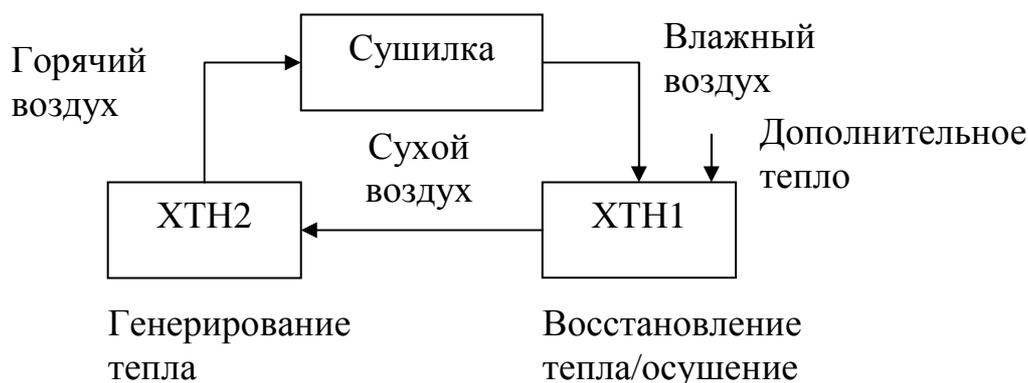


Рис. 29. Схема сушилки с химическим насосом на реакции гидратации/дегидратации  $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$

Из многочисленных химических реакций выбрана реакция гидратации/дегидратации  $\text{CaO}/\text{Ca}(\text{OH})_2$  как наиболее приемлемая для экспериментов и моделирования. Предложен химический тепловой насос – контейнер для накопления энергии и дальнейшего ее транспортирования без потерь. Изучены характеристики сушки  $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$  с целью получения  $\text{CaSO}_4$  в качестве материала для работы химического ТН.

Принцип работы *адсорбционных* ТН основан на явлении адсорбции паров жидкости твердыми телами (сорбентами). На рис. 30 представлена схема адсорбционного теплового насоса, состоящего из двух адсорберов с системой терморегулирования и утилизацией теплоты (тепловые трубы), разработанного в ИТМО им. А.В. Лыкова НАН Беларуси [18].

В качестве сорбентов могут использоваться активированные угли, цеолиты, силикагели. В последние годы рассматриваются возможности использования силикагелей совместно с солями металлов. Большой интерес при создании тепловых насосов представляют активированный уголь и аммиак, а также активированное углеволокно и аммиак, цеолит и вода.

Простейший тепловой насос содержит один адсорбер, испаритель, конденсатор и вентили. Эффективность его работы зависит от особенностей конструкции и выбранной пары сорбат (жидкость)/сорбент (твердое тело). Преимуществом адсорбционных тепловых насосов по сравнению с абсорбционными является

возможность их использования в широком диапазоне температуры, нечувствительность к силе тяжести (что особенно важно при использовании тепловых насосов на транспорте).

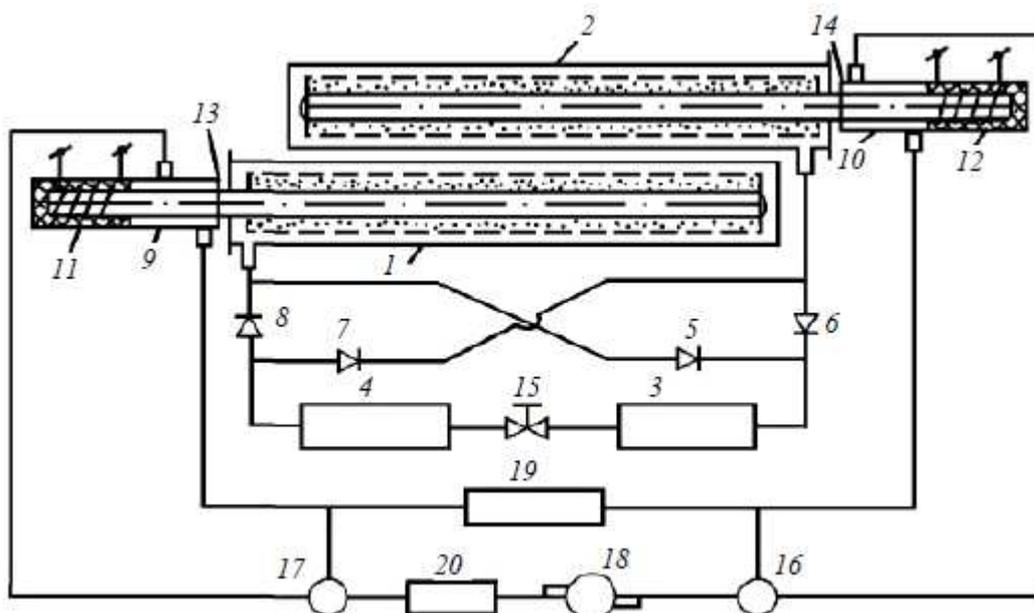


Рис. 30. Схема адсорбционного теплового насоса:

1, 2 – адсорберы; 3 – конденсатор; 4 – испаритель; 5–8 – вентили;  
 9–10 – жидкостные теплообменники; 11–12 – испарители тепловых  
 труб с электронагревателями; 13–14 – тепловые трубы; 15 – дроссель;  
 16–17 – вентили; 18 – насос; 19 – ротаметр; 20 – термостат

Недостатком адсорбционных тепловых насосов является периодичность их работы (требуется периодический процесс нагрева/охлаждения сорбента), приводящий к затратам дополнительной энергии на нагрев/охлаждение не только сорбента, но и корпуса адсорбера. Низкая теплопроводность пористого материала замедляет процесс нестационарного нагрева/охлаждения, увеличивает время цикла, уменьшает COP теплового насоса. Применение способа конвективного нагрева/охлаждения сорбента ускоряет цикл в тепловом насосе и решает эту проблему. Большой комплекс работ по разработке сорбционных машин выполнен в 1991 г. в лаборатории пористых сред Института тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН Беларуси. Особенности выполненных работ являются применение новых сорбентов на основе активированного волокнистого угольного материала «Бусофит» и

использование для нагрева и охлаждения адсорберов тепловых труб. Тепловые трубы были выбраны как теплопередающие устройства, способные транспортировать большие тепловые потоки при малых температурных перепадах и обеспечить быстрый нагрев сорбента в адсорбере при нестационарных режимах благодаря высокой интенсивности теплообмена внутри тепловой трубы (103...105 Вт/(м·К)). Они легко монтируются внутри сорбента и имеют малую массу.

Разработки ТН ведутся также Институтом катализа им. Г.К. Борескова Сибирского отделения РАН, создан лабораторный прототип *адсорбционного* теплового насоса, разрабатываются новые высокоэффективные сорбенты.

К тепловым насосам на твердых сорбентах также относятся *водородные* тепловые насосы, в которых в качестве сорбентов применяются гидриды металлов  $\text{LaNi}_4$   $\text{Al}_{0.52}$   $\text{Mn}_{0.37}$  –  $\text{Ti}_{0.99}$   $\text{Zr}_{0.01}$   $\text{V}_{0.43}$   $\text{Fe}_{0.09}$   $\text{Cr}_{0.05}$   $\text{Mn}_{1.5}$  и др. Рабочим телом гидридных ТН является обратимо циркулирующий водород. При сорбции водорода выделяется теплота, при его десорбции поглощается теплота из окружающей среды (генерируется холод). Диапазон температур таких ТН находится в пределах  $-50...200$  °С.

В группе компаний ИНСОЛАР разработана сушильная камера (рис.31) конденсационного типа с использованием теплового насоса для сушки мягких и твердых пород древесины [19]. Теплоноситель циркулирует в замкнутом контуре через испаритель, конденсатор и материал который обезвоживается.

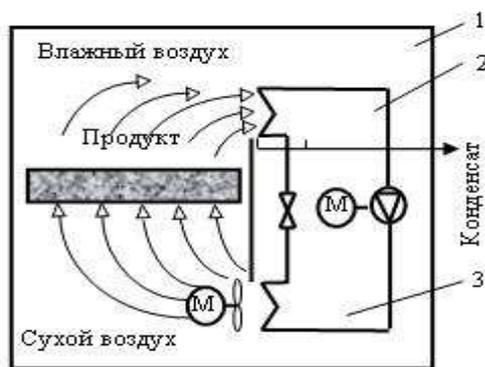


Рис. 31. Схема сушильной камеры:

1 – сушилка; 2 – испаритель; 3 – конденсатор

Сушка древесины с помощью теплового насоса происходит без воздухообмена с внешней средой. Замкнутый цикл и мягкий режим создают

благоприятные условия для сушки пиломатериалов без возникновения трещин, внутреннего напряжения, пережигания сучков и т.д., в том числе и при работе с твердыми породами. Насыщенный влагой сушильный агент проходит через теплообменник – испаритель теплового насоса, часть влаги конденсируется, охлаждаясь до температуры ниже точки росы, и выводится наружу, а произведенное тепло вместе с теплотой выпаривания применяется для обогрева камеры. Температура не более 55 °С.

Емкость сушилок 12–15 м<sup>3</sup>. Тепловая мощность 12,9 кВт. Потребляемая мощность, max 4,7 кВт. Расход воздуха вентиляторов 2600 м<sup>3</sup>/ч. Среднее потребление электроэнергии 0,5 кВт·ч (12 кВт·ч за сутки). Время сушки: дуб 3000 × 300 × 80 мм,  $W_n = 45\%$ ,  $W_k = 10\%$  – 25 суток; сосна 4500 × 150 × 150, мм  $W_n = 22\%$ ,  $W_k = 7\%$  – 5 суток.

На рис. 32 изображена схема лабораторной вакуум-сублимационной установки с использованием теплового насоса, разработанной в Воронежской государственной технологической академии [11].

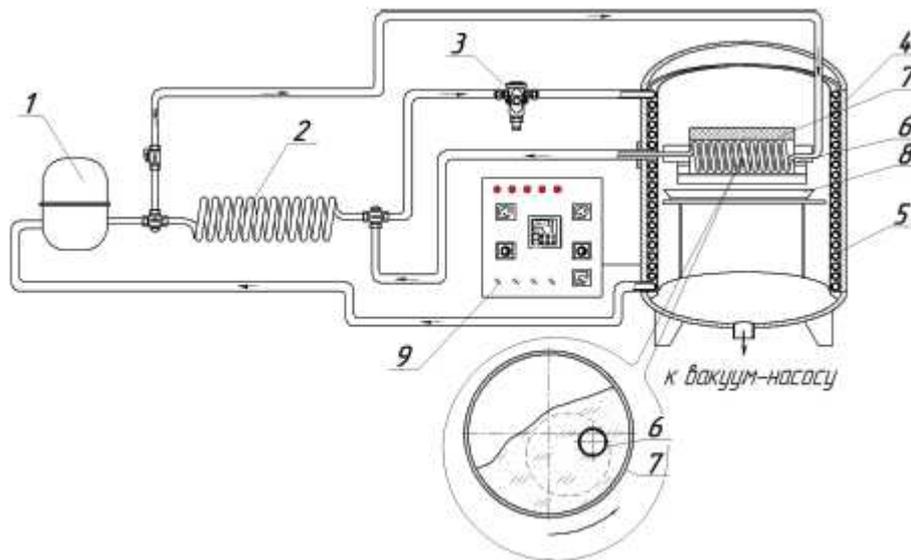


Рис. 32. Схема пилотной вакуум-сублимационной установки:

- 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3 – терморегулирующий вентиль;
- 4 – корпус сушилки; 5 – десублиматор; 6 – теплопередающее устройство;
- 7 – барабан; 8 – поддон; 9 – пульт управления;

скорость вращения барабана 5–15 мин<sup>-1</sup>

Сублимационное обезвоживание продукта проводилось при температуре десублиматора – 60...– 40 °С, остаточном давлении в сублиматоре 100...150 Па. Продукт – экстракт левзеи сафлоровидной. В качестве теплоносителя использовался хладагент, нагретый в компрессоре холодильной машины.

Сушильная машина конденсационного типа с тепловым насосом компании Miele позволяет сэкономить до 50 % энергии по сравнению с обычными сушильными машинами [20]. В этом приборе влага уносится с белья циркулирующим по замкнутому контуру потоком воздуха (рис.33). Пройдя через барабан с бельем и фильтр, задерживающий ворсинки ткани, нагретый влажный воздух поступает в теплообменник-испаритель теплового насоса, где охлаждается, а содержащаяся в нем влага конденсируется и собирается в контейнере машины. Далее осушенный воздух нагревается в испарителе теплового насоса и циркуляционным вентилятором подается в сушильный барабан.



Рис. 33. Сушильная машина Miele с тепловым насосом:

- 1 – вентилятор подачи воздуха в контур;
- 2 – сотовый сушильный барабан;
- 3 – ворсовый воздушный фильтр;
- 4 – испаритель хладагента (R134a);
- 5 – конденсатор хладагента

#### 4. Сушка с использованием вихревой трубы

подавляющее большинство течений в природе и технике являются вихревыми, в которых малые элементы (частицы) газа или жидкости перемещаются не только поступательно, но и вращаются вокруг мгновенной оси [21, 22]. При течении по стенке частицы из-за прилипания как бы катятся по ней. Далее, вследствие вязкости, вращение распространяется в глубь потока. За обтекаемым телом сохраняется затухающий след. Количественно вихревое течение характеризуется вектором вихря или завихренностью  $\omega = \text{rot}w$  (называют также ротацией или ротором и обозначают так же, как  $\text{curl}w$  или  $\nabla \times w$ ). Если  $\omega = 0$ , течение называют безвихревым или потенциальным. Линия, касательная к которой в каждой точке направлена по вектору  $\omega$ , называется вихревой линией. Совокупность вихревых линий образует вихревую трубку. Вихревая трубка не может иметь внутри жидкости ни начала, ни конца. Она должна иметь начало и конец на границах жидкости или может быть замкнутой (вихревое кольцо).

Закрученные потоки [22, 23] в технике формируются и поддерживаются «принудительно» конструкцией каналов и камер, входов и выходов из них, например, циклонов для пылеочистки и гидроциклонов для разделения суспензий. В природе они часто образуются «самопроизвольно» – смерчи на море, торнадо на суше, пылевые вихри в пустыне, водовороты в реках, крупномасштабные циклоны и антициклоны в атмосфере, кольцевые вихри в океанских течениях и вплоть до космических масштабов – процессов образования спиральных туманностей и галактик.

Вихревой эффект расслоения в трубе расширяющегося закрученного высокоскоростного потока газа на «холодный» центральный и на «горячий» периферийный был открыт французским инженером Ж.Ж. Ранком [24] (Georges Joseph Ranque, 1898–1973) в 1931 г., но вначале был не понят и не признан французским физическим обществом. Только после 1946 г., когда немецкий профессор-физик Р. Хилш (Rudolf Hilsch, 1903–1972) опубликовал [25] результаты проведенных им экспериментов с вихревой трубой, вихревой

эффект и принципиальная конструктивная схема ВТ получили мировое признание и начались их широкие исследования в разных областях техники.

В СССР первые исследования вихревого эффекта и других термотрансформаторов проводились с 1950 г. В.С. Мартыновским (1906–1973) в Одесском ТИПХП (в н. в. ОдесГАХ) [26, 27]. Наибольший вклад в развитие отечественных работ по вихревым трубам внес А.П. Меркулов (1921–1998), в 1969 г. им была выпущена, а в 1997 г. переиздана монография [28, 29].

Базовые схемы вихревых труб, помещаемые (с некоторыми модификациями) во всех публикациях, представлены на рис. 34. Обычные размеры ВТ: диаметр 5...25 мм (бывают ВТ как меньше – до 2 мм, так и больше – до 300 мм диаметром); длина – 150...500 мм (хотя могут быть длины и 100 мм, и 5 м). Оптимальные соотношения  $L/D$  для разных конструкций и назначений вихревых труб, у разных авторов могут составлять, напр. 4, 9, 11, 15, 33, 50, 67 и др.

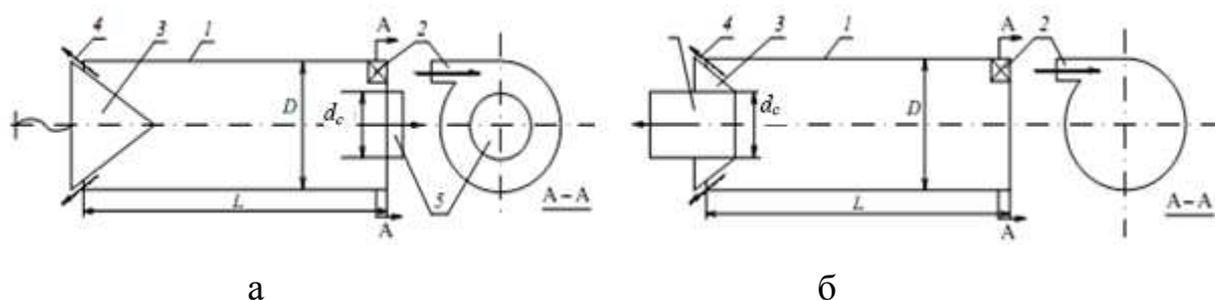


Рис. 34. Принципиальная схема вихревых труб (ВТ) (по [30]):

- а* - противоточный тип; *б* - проточный тип; *1* – труба–корпус ВТ;
- 2* – подача сжатого газа, дросселирование и закрутка потока;
- 3* – выходной дроссельный клапан;
- 4* – выход горячего газа через периферийную кольцевую щель;
- 5* – выход холодного газа через центральную диафрагму

Отличительный результат вихревого эффекта Ранка–Хилша – расслоение вращающегося потока воздуха (или другого газа) со «средней» температурой (например, комнатной) на «холодный» поток (напр., +5...–20 °С и ниже) и на «горячий» поток (напр., + 40...+ 80 °С и выше). Газ подается в трубу тангенциально под давлением (например, 0,2...0,8 МПа, иногда выше или ниже) через сопло (сопла, другие завихрители) и закручивается с высокой

скоростью (напр., 50...150 м/с). Иногда пишут о звуковой скорости истечения, однако, как показывает практика [31], скорости на выходе из обычных сопел с внезапным расширением достигают 80...100 м/с при давлении перед соплом порядка 0,08...0,1 МПа и дальше при повышении перепада давлений растут медленно.

Попытки повышения скоростей истечения в вихревых трубах (ВТ) до звуковых (с применением специально профилированных сопел типа Лавалья) оказались неудачными. Внутри ВТ, благодаря профилированию улиток, возможны закритические скорости с  $M > 1$ . При достижении таких скоростей из-за скачков уплотнения может резко возрасти шум, хотя глушители (на одном или на обоих выходах из трубы) часто приходится применять и при меньших упомянутых скоростях. В то же время есть попытки увязывать сам эффект температурного расслоения потока со звуковыми явлениями. Иногда отмечается, что эффект охлаждения Ранка в несколько раз превышает эффект Джоуля–Томсона. Однако как видно из диаграммы  $T-s$  для воздуха [32], дросселирование с изоэнтальпическим расширением в этой области температур и давлений практически не дает эффекта охлаждения. В результате так и остается неясным, что же приводит к эффекту Ранка – расширение газа или высокие скорости взаимодействующих закрученных потоков? Дросселирование здесь охлаждения не дает. В то же время, для получения обычных средних для ВТ скоростей вполне достаточно упомянутых относительно небольших давлений, однако при снижении давлений перед ВТ эффект охлаждения резко падает, и так называемые низконапорные ВТ дают температурные перепады всего в несколько градусов (например,  $\Delta T_x \approx \Delta T_T \approx 1...3$  °С [33]). Различные конструктивные усовершенствования ВТ (сопел, завихрителей, развихрителей, дросселей, корпусов, диафрагм) существенно повышают эффект (на 20...30 % и более). Однако для «однорасходных» труб, когда нет расхода охлажденного либо горячего потока, температуры входа и выхода не изменяются  $\Delta T_x = \Delta T_T \approx 0$  [34]. В жидкостях эффект Ранка тоже проявляется, хотя и меньше выражен. Количество публикаций с попытками объяснения и расчета эффекта Ранка

огромно – И.Л. Лейтес приводит даже шуточный лозунг «Каждому трудящемуся – свое уравнение вихревой трубы!» [35].

Поскольку более сильным эффектом Ранка в ВТ является охлаждение, чаще ВТ используются для разного рода холодильных устройств и процессов. Наиболее распространено применение ВТ для местного (локального) охлаждения, например: кабин машинистов в поездах; блоков и шкафов с мощной тепловыделяющей электронной аппаратурой; отдельных изделий (кондитерских, полимерных и пр.) и их участков (человеческого тела, инструмента, лопаток турбин и пр.). Особенно целесообразно применение ВТ, когда затраты для получения воздуха (достаточно высокого давления), подаваемого в ВТ и используемого потом для охлаждения, практически не учитываются. Например, когда воздух берется из имеющейся сети сжатого воздуха, в которой расходы (и потери!) несравнимо больше, чем требуется для работы ВТ. (Естественно, это своего рода «самообман», поскольку расходы на питание ВТ сжатым воздухом все равно имеются, хотя и не учитываются).

Еще более характерным в этом плане является использование эффекта охлаждения для выделения из природного и других газов конденсирующихся при охлаждении примесей, а иногда и очистки газов (см., напр., [36]). Здесь все равно из технологических условий приходится сбрасывать имеющееся высокое давление газа, часто на десятки атмосфер, так что целевые затраты на сжатие газа вообще отсутствуют, и процесс такого газоразделения оказывается энергетически «дармовым». Поэтому в этих процессах могут использоваться вихревые трубы действительно больших размеров, немислимых для случаев, когда необходима предварительная компрессия газа.

В многочисленных «чисто холодильных» процессах и устройствах горячий поток просто выбрасывается. Поэтому параллельно с холодильными разрабатывались и способы использования горячего потока и имеются конструкции разного рода осушителей, испарителей и пр. В них, наоборот, иногда выбрасывается холодный поток.

Наиболее привлекательными энергетически являются, естественно, процессы и устройства, в которых используются оба потока – и холодный, и горячий. Соответственно, разработаны конструкции комбинированных

холодильно-нагревательных устройств, термостатов и пр. Иногда горячий поток используется не для нагрева, а для эжекции или др.

В процессах сублимационной сушки сначала может требоваться холод для замораживания продукта, а затем нужен подвод тепла для возгонки льда. Иногда требуется охлаждать высушенный материал. Уже давно разрабатываются разные варианты «осциллирующей» сушки с чередованием разных температур и других условий сушки (“Intermittent drying”). Все упомянутые сушильные варианты разрабатываются в течение последнего десятилетия, и их примеры будут приведены далее.

Однако для химических технологий, в большинстве случаев, характерны более высокие температуры сушки и более высокие производительности сушилок: температуры 140...220 °С и выше; производительности по испаряемой влаге – до 2...25 т/ч; расходы воздуха на конвективную сушку – десятки тыс. м<sup>3</sup>/ч. Особо высокие температуры встречаются при использовании сушки топочными газами (особенно она пропагандировалась в довоенные годы, при проведении высокотемпературной термообработки – до 500...600 °С на входе и около 200...250 °С на выходе.

Применение тепловых насосов (компрессионного, абсорбционного и др. типов) для повышения температурного уровня и возврата в цикл выходящего из сушилок воздуха в области таких температур и расходов встречается со многими затруднениями. Поэтому весьма заманчиво было бы использование вихревых труб, для которых многие из этих сложностей отсутствуют. Примеры таких разработок для сушильных процессов также будут даны далее.

Кроме «базового» эффекта температурного расслоения в вихревых трубах Ранка–Хилша происходят еще многие другие явления – не термо-, а аэродинамические и гидромеханические. В ряде конструкций вихревых устройств используются, прежде всего, эти явления, а не температурное расслоение. К конструкциям такого рода относятся, диспергирующие (распылительные) устройства, вихревые карбюраторы, топливные форсунки, горелочные и др. устройства. Последующее за диспергированием испарение

мелких капель происходит, в основном, в центральном потоке, а более крупных капель, которые выносятся на периферию, – в горячем вихревом потоке.

Существуют также вихревые мельницы, устройства для обмолота зерна, пылеочистные аппараты, вихревые массообменные тарелки. В частности, был разработан и исследован [37] ряд вихревых труб с диаметрами 50, 80, 300, 500, 1000, 1200 и 2000 мм для обмолота початков кукурузы. При этом сообщается, что с ростом диаметра необходимое для работы давление снижается с 2 до 0,05 атм, то есть можно обойтись высоконапорным вентилятором.

В технике пылеочистки и сушки широко известны «аппараты со встречными закрученными потоками (ВЗП)», разрабатываемые в России Б.С. Сажиним с сотрудниками [38, 39–41]. В них периферийный и центральный потоки подаются и закручиваются отдельно, сверху и снизу. Камеры достигают двухметровых диаметров. Используются обычные вентиляторы. Эффект температурного расслоения в камерах ВЗП невелик, в сушилках ВЗП для подогрева воздуха применяются отдельные калориферы. Основной эффект сушилок ВЗП – значительное увеличение эффективности сушки – достигается за счет присущих вихревым потокам активных гидродинамических режимов (АГР).

Основное достоинство «базовых» вариантов вихревых труб – простота и отсутствие движущихся частей (если имеется сжатый воздух или компрессия – газа не требуется). Специализированные конструкции ВТ, естественно, существенно сложнее. Недостатки ВТ: требующиеся высокие давления (компрессоры); низкий коэффициент температурного преобразования (по сравнению с холодильным коэффициентом холодильных машин и тепловых насосов и, особенно, с термодинамически максимальным коэффициентом преобразования обратного цикла Карно, реализуемым в лучших конструкциях детандеров); шум; загрязняемость ВТ при работе на газах, содержащих дисперсные частицы или дающих разного рода отложения на стенках.

При возможности уменьшить требующееся давление питающего ВТ воздуха, вместо высоконапорных вентиляторов могут рекомендоваться безприводные аэродинамические устройства этого же рода – струйные инжекторы, работающие на сжатом воздухе из сети, например, забирающие

отходящий из сушилки воздух и нагнетающие его в вихревую трубу для термотрансформации и возврата в сушилку.

Все вышеизложенное определяет необходимость обязательной экспериментальной лабораторной проверки разрабатываемых решений с применением вихревых труб. При этом должны решаться вопросы: выбора базового варианта ВТ и его конструктивного усовершенствования, поскольку эффективность ВТ сильно зависит от казалось бы незначительных особенностей внешне простых элементов конструкции; масштабирования, увеличения размеров до планируемых промышленных и улучшения при этом характеристик ВТ, особенно с учетом вышеупомянутых (и ряда других) сведений о возможных принципиальных улучшениях эффективности ВТ и снижении требуемого давления при увеличении ее размеров (последнее делает вихревую трубу исключением из большинства процессов и аппаратов химической технологии, для которых при увеличении размеров эффективность всегда падает из-за гидродинамических неравномерностей, причем показана несостоятельность применения теории подобия при крупномасштабном переходе [42]); максимального использования всех полезных эффектов вихревой трубы (горячего и холодного потоков, активности гидродинамических режимов и пр.), в том числе с возможностью применения их в других, «соседних» аппаратах и теплоаккумуляции при перерывах в работе.

Далее приводятся схемы, ссылки, некоторые характеристики экспериментальных, реализованных или разработанных ВТ и установок на их основе, основные результаты и рекомендации.

А.И. Азаровым разработаны теплотехнологические вихревые установки для сушки зерна (рис.35) и дисперсных материалов (рис.36) [43].

Диаметры вихревых труб – 50...200 мм и более. Давление 0,12...0,14 МПа. Температура 60...150 °С.

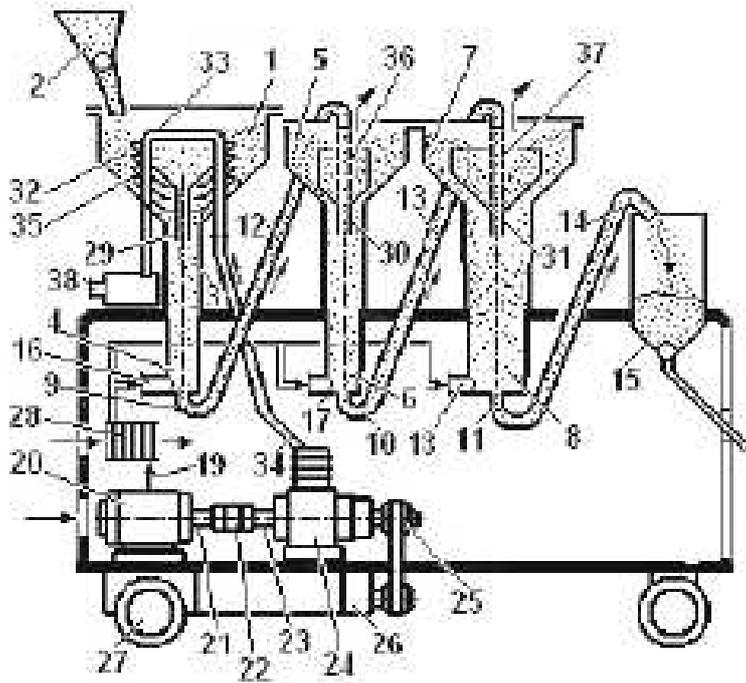


Рис. 35. Многокамерная вихревая самоходная зерносушилка:

1, 5, 7 – сушильные камеры; 2 – загрузочный бункер; 4, 6, 8 – вихревые трубы; 9, 10, 11 – каналы холодного воздуха; 12, 13, 14 – пневмотрубы; 15 разгрузочный бункер; 16, 17, 18 сопловые вводы; 19 – напорная магистраль;

20 – воздуходувка; 24 – двигатель; 26 – редуктор; 27 – самоходное шасси; 28 – радиатор; 32 – теплообменник-нагреватель; 33 – газовый канал; 34 – выхлопной тракт; 35 – металлические ребра; 36, 37 – рукава

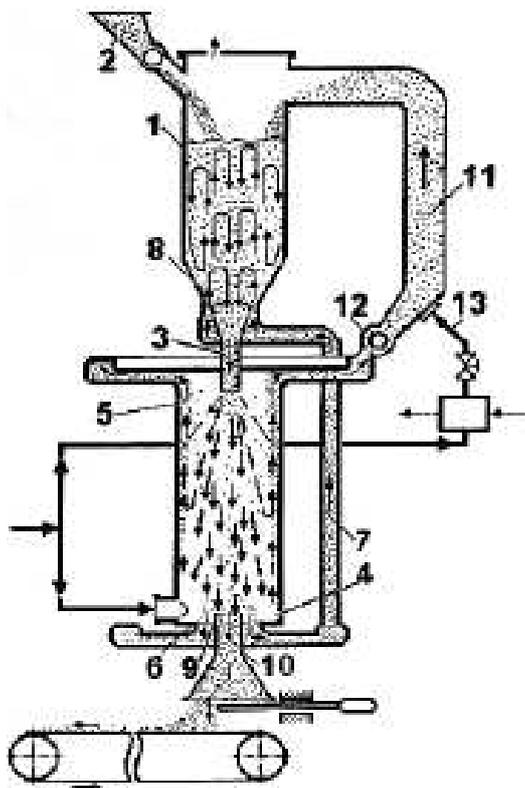


Рис. 36. Вихревая сушилка дисперсных материалов:

1 – загрузочная камера; 4, 5 – ВТ, камера вихревого энергоразделения; 6 – диафрагма; 7 – циркуляционная трубка; 8 – кольцевая щель (эжектор); 10 – разгрузочная течка; 11 – подъемный канал

Осциллирующая сушка поочередным воздействием на частицы дисперсного материала горячего и холодного потоков. При многократном повторяющемся кратковременном нагреве и охлаждении частицы материала отдают влагу циклически – «порциями», не подвергаясь нежелательному перегреву, отрицательно влияющему на качество получаемого продукта (например, снижающему всхожесть зерна).

Крупную вихревую трубу, питаемую от мощной высоконапорной воздуходувки, можно применить не только как сушилку, но, когда это потребуется, также и как источник холодного воздушного потока, эпизодически вдуваемого в слой дисперсного материала для устранения «саморазогрева» его при длительном хранении (например, зерна в элеваторах).

В ИГХТУ разработана конвективная сопловая сушилка для тканей с воздушным инжектором и вихревой трубой [44], схема которой изображена на рис. 37.

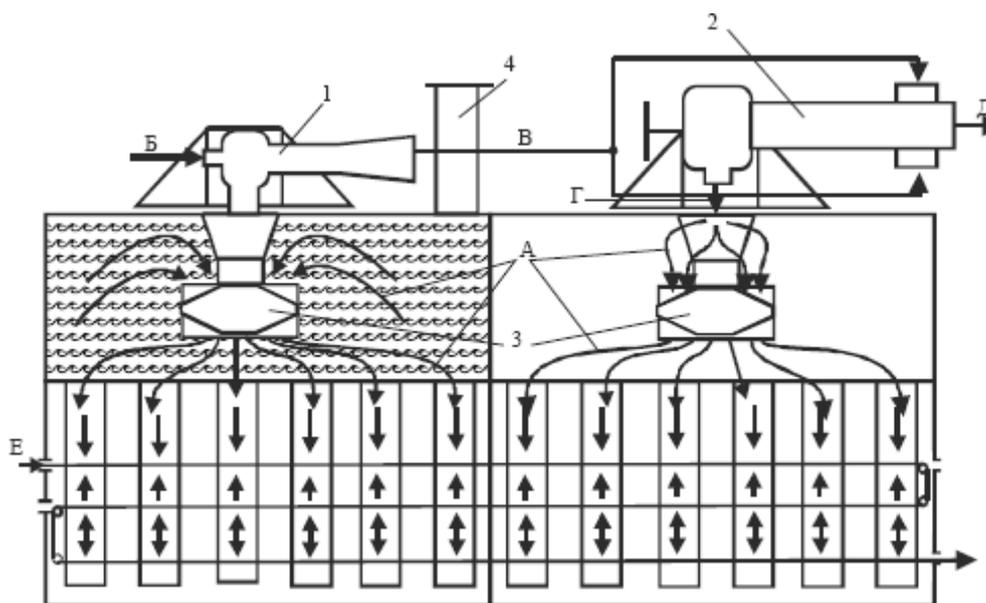


Рис. 37. Схема конвективно-сопловой тканевой сушилки

с воздушным инжектором и вихревой трубой:

1 - струйный компрессор; 2 - вихревая камера; 3 - циркуляционный вентилятор;

4 - вытяжная труба; А - сушильный агент; Б - сжатый воздух; В - сжатый поток из струйного компрессора; Г - горячий поток из вихревой камеры; Д - холодный поток из вихревой камеры; Е - ткань



эксперименты с картофельными пластинками размером 15×5×1 мм  
 Рекомендуется как альтернатива вакуумсублимационной сушке.

В конструкторском бюро «ЧКЗ-ЮГСОН», г. Екатеринбург разработана циклическая зерносушилка [46], схема которой приведена на рис.39.

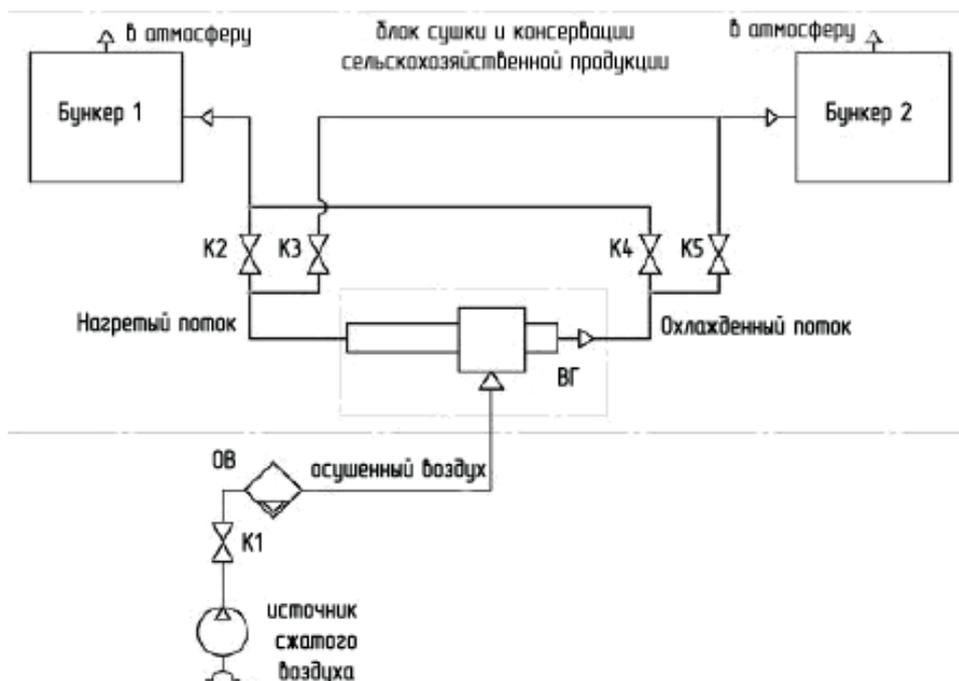


Рис. 39. Принципиальная схема зерносушилки

Обработка производится горячим и холодным потоками, подаваемыми поочередно в бункеры.

Технические возможности рассматриваемых труб: сжатый газ, давление на входе 0,5...100 атм; минимальная температура холодного потока: -90 °С; максимальная температура горячего потока: +300 °С; КПД 40...60%. Для зерносушилки используются регламентные (меньшие) температуры.

В Воронежской государственной технологической академии разработана вакуум-сублимационная сушилка (рис.40) с вихревой трубой (рис.41).

Сжатый газ из компрессора холодильной машины 1 направляется в вихревую трубу 2, где разделяется на холодный и горячий потоки. Холодный поток используется для охлаждения десублиматора 5, а горячий направляется в теплопередающее устройство 6 для сублимации влаги из продукта [47].

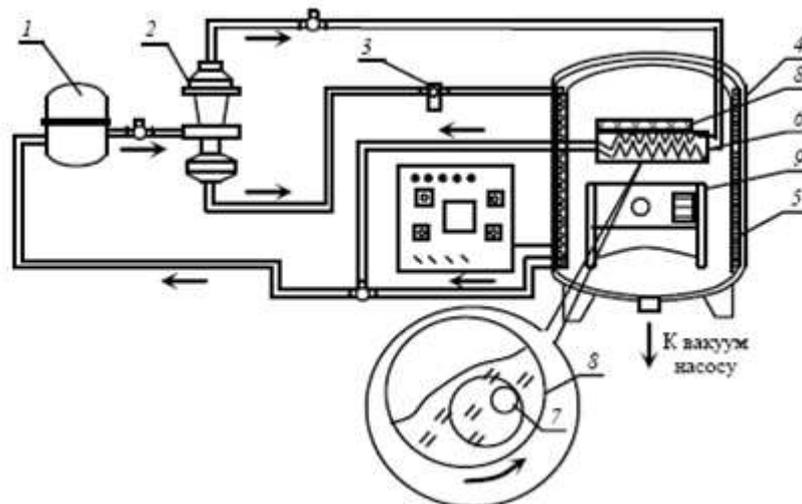


Рис.40. Схема экспериментальной вакуум- сублимационной сушильной установки: 1 – компрессор холодильной машины; 2 – вихревая труба; 3 – терморегулирующий вентиль; 4 – корпус сушилки; 5 – десублиматор; 6 – теплопередающее устройство; 7 – перфорированный барабан; 8 – весы

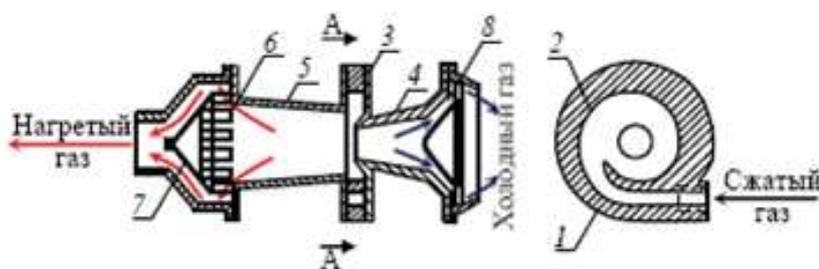


Рис. 41. Схема вихревой трубы:  
1 – тангенциальное сопло; 2 – улитка; 3 – диафрагма; 4, 5 – насадки;  
6 – лопаточный диффузор; 7 – сетка; 8 – щелевой диффузор

В промышленности применяют вихревые установки (рис. 42) для низкотемпературного разделения газовых смесей [48].

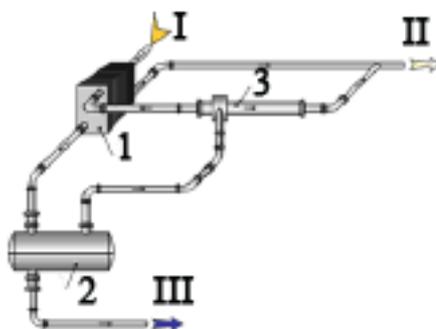


Рис. 42. Схема вихревой установки:  
1 – теплообменник; 2 - сепаратор; 3 – вихревая труба; I – исходный газ;  
II - газ потребителю; III – конденсат



Рис. 43. Установка для разделения газа

Установки на базе вихревых труб используют избыточное давление технологического газа, которое безвозвратно теряется при дросселировании. Давление и температура газа: на входе – 1 °С, 72 бар; охлажденного потока после вихревой трубы – -5 °С, 54 бар; теплого потока после вихревой трубы – 8 °С.

Вихревой термостат для нагрева и охлаждения, изображенный на рис. 44, описан А.В. Меркуловым в 1969 г. [28].

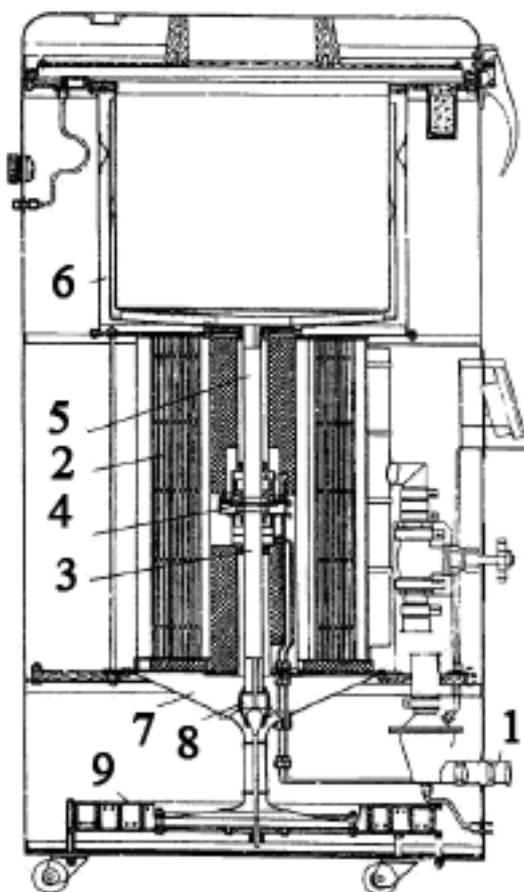


Рис. 44. Вихревой термостат ВТ-4:

- 1 – корпус;
- 2 – спиральный противоточный теплообменник;
- 3, 5 – вихревые трубы;
- 4 – диафрагма;
- 6 – рубашка термостатируемой камеры;
- 7, 8 – полость и отсасывающий эжектор, использующий горячий поток;
- 9 – глушитель

Техническая характеристика термостата:

- минимальная и максимальная температура – 55...+105 °С;
- рабочий объем термостатируемой камеры 150 л;
- точность поддержания температуры – 3 К;
- холодопроизводительность до 30900 кДж/час;
- габариты: высота 1,8; длина 2,0; ширина 0,9 м;
- питание: сжатый воздух 0,6 МПа, 2000 м<sup>3</sup>/ч.

Смена режима с охлаждения на подогрев осуществляется перемещением вихревых труб вниз и сменой подключения вихревых труб.

Комбинированная система охлаждения, нагрева, очистки воздуха от пыли и осушки (КСОНО) (рис. 45) на базе вихревой трубы низкого напора предложена в Московском государственном университете инженерной экологии [49].

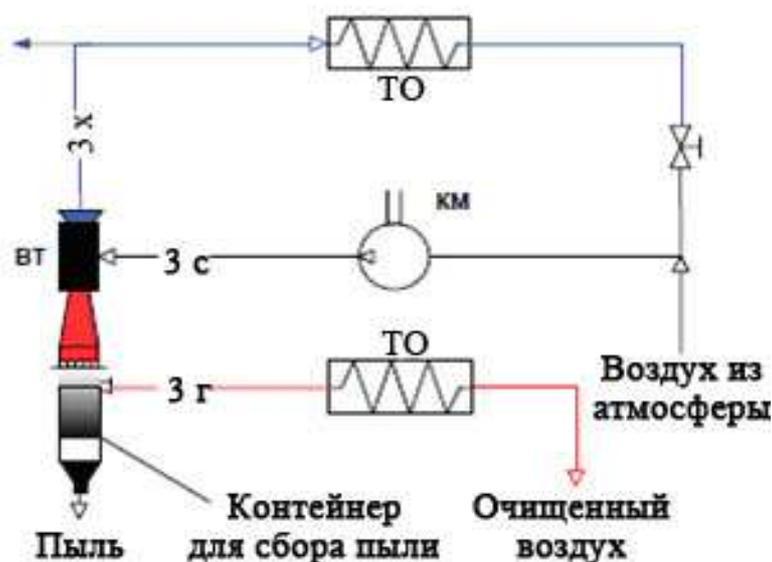


Рис. 45. Принципиальная схема КСОНО воздуха на базе вихревого аппарата: ВТ – вихревая труба; КМ – воздушный компрессор; ТО – теплообменник; 3с – сжатый воздух; 3г – горячий поток воздуха; 3х – охлажденный поток

Эксперименты проводились на малой ВТ диаметром 6 мм, длиной 120 мм, при давлении до 0,18 МПа.

Рекомендуется для разных применений:

- охлаждения промышленной электроники;
- создания воздушных завес и вентиляции тупиковых забоев;

- охлаждение песка в литейном производстве, зерна во временных хранилищах;
- охлаждения рабочих зон в кабинах;
- в производстве полиэтиленовой пленки;
- для малотоннажной перевозки фруктов и овощей и т.п.

В Тамбовском государственном техническом университете разработана установка с вихревой трубой (рис.46) для изучения процесса сушки послеспиртовой барды [50].

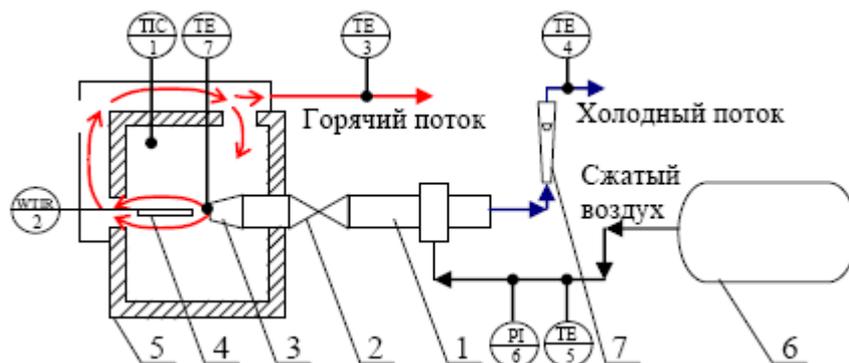


Рис. 46. Схема лабораторной установки для исследования кинетики сушки с вихревой трубой: 1 – ВТ, 2 – дроссель, 3 – сопло; 4 – образец на подложке; 5 – термостатированная камера; 6 – компрессор; 7 – ротаметр

Для проведения экспериментальных исследований применяли вихревую трубу, изготовленную в КуАИ в лаборатории А.П. Меркулова и вихревые трубы фирмы NEX FLOW (модели 40Н и 4Н). Проведенные экспериментальные исследования показали, что для вихревой трубы Меркулова максимальная температура сушильного агента при давлении 3,5 МПа достигает 120°С с «горячей» стороны трубы, при скорости сушильного агента 5 м/с и 17,4°С с «холодной» стороны, температура воздуха на входе в вихревую трубу 27°С. Для вихревых труб фирмы Nex Flow, с этими же давлением и температурой воздуха на входе в вихревую трубу, максимальная температура с «горячей» стороны трубы достигает 85°С, скорость воздуха при этом 1-2 м/с, температура воздуха с «холодной» стороны трубы 23°С.

Данные, полученные на установке, позволяют сделать вывод о возможности применения вихревой трубы в качестве источника получения сушильного агента для сушки органических красителей и барды. Кроме того, схема сушки с вихревой трубой в пищевой и химической промышленности позволяет использовать «холодный» теплоноситель для других технологических процессов.

## Список литературы

1. Гаряев, А. Б. Применение конденсационных теплообменников и тепловых насосов для глубокой утилизации теплоты влажных газов / А.Б. Гаряев // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г. – Москва. – Т.2. – С. 224-229.
2. Бурдо, О.Г. Эволюция сушильных установок. Энергетический аспект / О.Г. Бурдо // Актуальные проблемы сушки и термовлажностной обработки материалов: труды межд. науч. тех. сем. – Воронеж. – 2010. – С. 478-487.
3. Бурдо, О.Г. Бародиффузионные технологии обезвоживания растительного сырья / О.Г. Бурдо // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г. – Москва. – Т.1. – С. 143-159.
4. Бурдо, О.Г. Моделирование процесса сушки в блочной зерносушилке / О.Г. Бурдо, И.В. Безбах, А.В. Зыков // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г. – Москва. – Т.1. – С. 224–228.
5. Санин В.Н. Применение термоэлектрических модулей в процессах вакуумно-сублимационной сушки / В.Н. Санин, А.П. Цапаев, А.В. Санин // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г. – Москва. – Т.2. – С. 323-327.
6. Снежкин, Ю.Ф. Солнечная сушилка с аккумулятором тепловой энергии /Ю.Ф. Снежкин, Д.М. Чалаев, В.А. Михайлик, Н.А. Дабижа // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г. – Москва. – Т.2. – С. 220–224.
7. Кириллин, В.А. Техническая термодинамика / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – 4-е изд. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.

8. Рей, Д. Тепловые насосы / Д. Рей, Д. Макмайкл; пер. с англ. – М. : Энергоиздат, 1982. – 224 с.
9. Лыков, А.В. Молекулярная сушка / А.В. Лыков, А.А. Грязнов. – М. : Пищепромиздат, 1956. – 272 с.
10. Галимова, Л.В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы : курс лекций / Л.В. Галимова. – Астрахань : Изд-во Астрах. гос. техн. ун-та, 1997. – 226 с.
11. Коновалов, В.И. Сушка с тепловыми насосами в химической промышленности: возможности и экспериментальная техника / В.И. Коновалов, Е.В. Романова, Н.Ц. Гатапова // Вестник ТГТУ.- 2011.- Том 17. № 1. С. 153-178.
12. Konovalov, V.I. Heat pump and vortex tube drying in chemical and related technology / V.I. Konovalov, N.Z. Gatarova, T. Kudra // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г., Москва. – Т.1. – С. 36-40.
13. Lee, Kong Hoon. Drying performance simulation of a two-cycle heat pump dryer for high temperature drying / Kong Hoon Lee, Ook Joong Kim, Jong-Ryul Kim // 16th International Drying Symposium (IDS 2008), Hyderabad, India, 9–12 November 2008. – P. 958–964.
14. Снежкин, Ю.Ф. Обезвоживание коллоидных капиллярно-пористых материалов в условиях высоковлажной окружающей среды [Электронный ресурс] / Ю.Ф. Снежкин, Д.М. Чалаев, Н.А. Дабижа // 5-й Минский Международный форум по тепло- и массопереносу. – ММФ–2004 : тезисы, 24–28 мая 2004 г. – Минск, Беларусь. – Т. 2. – С. 256–258.
15. Калнинь, И.М. Создание тепловых насосов нового поколения на диоксиде углерода (R744) [Электронный ресурс] / И.М. Калнинь, С.Б. Пустовалов, А.И. Савицкий // В мире науки. – 2006. – Октябрь, № 10. – Режим доступа : <http://www.sciam.ru/2006/10/Scienceref2.shtml>. – Загл. с экрана.
16. Вакуум-сублимационная сушка продуктов с использованием термоэлектрических модулей [Электронный ресурс] / В.К. Санин [и др.]. – Режим доступа: [http://www.holodilshchik.ru/index\\_holodilshchik\\_best\\_article\\_issue\\_5\\_2007.htm](http://www.holodilshchik.ru/index_holodilshchik_best_article_issue_5_2007.htm). – Загл. с экрана.
17. Ogura, Hironao. Chemical energy transportation for drying by waste energy recyclic utilization / Hironao Ogura, Eri Ozawa, Marie Tsuchida, Miharuru Kazama // 4th Inter-American Drying Conference, Montreal, August 23–27, 2009. –P. 465–470.

18. Васильев, Л.Л. Перспективы применения тепловых насосов в Республике Беларусь [Электронный ресурс] / Л.Л. Васильев // Электрон. журн. энергосервисн. компании «Экологические системы». – 2005. – № 7. – Режим доступа :<http://esco-ecosys.narod.ru/index.htm>. – Загл. с экрана.
19. Группа компаний «ИНСОЛАР» – тепловые насосы и энергоэффективные теплонасосные системы [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [www.insolar.ru](http://www.insolar.ru). – Загл. с экрана.
20. Официальный сайт производителя бытовой техники и оборудования компании Miele в России [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://www.miele.ru>. – Загл. с экрана.
21. Ландау, Л.Д. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – 3-е изд. – М. : Наука, 1986. – 736 с.
22. Бондарев, Е.Н. Аэрогидромеханика : учеб. для вузов / Е.Н. Бондарев, В.Т. Дубасов, Ю.А. Рыжов. – М. : Машиностроение, 1993. – 607 с.
23. Халатов, А.А. Теория и практика закрученных потоков / А.А. Халатов. – Киев : Наукова думка, 1989. – 190 с.
24. Ranque, G.J. Expériences sur la détente giratoire avec productions simultanées d'un echappement d'air chaud et d'un echappement d'air froid / G.J. Ranque // J. de Physique et de Radium. – 1933. – Vol. 7, No. 4. – S. 112–115.
25. Hilsch, R. Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteprozeß / R. Hilsch // Z.f. Naturforschung. – 1946. – Bd. 1. – S. 208–213
26. Мартыновский, В.С. Тепловые насосы / В.С. Мартыновский. – М. – Л. : Госэнергоиздат, 1955. – 192 с.
27. Мартыновский, В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов / В.С. Мартыновский. – М. : Энергия, 1979. – 288 с.
28. Меркулов, А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. – М. : Машиностроение, 1969. – 182 с.
29. Меркулов, А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. – Изд 2-е, перераб. и доп. – Самара : Оптима, 1997. – 344 с.
30. Гуцол, А.Ф. Эффект Ранка / А.Ф. Гуцол // Успехи физ. наук. – 1997. – Т. 167. – № 6. – С. 665–687.
31. Коновалов, В.И. Пропиточно-сушильное и клеепромазочное оборудование / В.И. Коновалов, А.М. Коваль. – М. : Химия, 1989. – 224 с.
32. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М. : Энергоиздат, 1981. – 320 с.

33. Грималовская, И.П. Обоснование и разработка режимов сушки травы с использованием низконапорной вихревой трубы : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.23.03 / И.П. Грималовская. – Н. Новгород, 2006. – 25 с.
34. Пиралишвили, Ш.А. Термотрансформаторы / Ш.А. Пиралишвили, В.В. Шувалов, М.Н. Жорник. – Рыбинск : РГАТА, 2002. – 126 с.
35. Лейтес, И.Л. Второй закон и его 12 заповедей. Популярная термодинамика и химическая энерготехнология / И.Л. Лейтес. – М. : Изд-во Моск. ун-та, 2002. – 176 с.
36. Лейтес, И.Л. Очистка технологических газов / И.Л. Лейтес, Ю.В. Аксельрод, Т.А. Семенова. – 2-е изд. – М. : Химия, 1977. – 488 с.
37. Коновалов, В.И. Сушка и другие технологические процессы с вихревой трубой Ранка-Хилша: возможности и экспериментальная техника / В.И. Коновалов, А.Ю. Орлов, Н.Ц. Гатапова // Вестник ТГТУ.- 2011.- Т. 17.- № 1. С. 153-178.
38. Сажин, Б.С. Научные основы техники сушки / Б.С. Сажин, В.Б. Сажин. – М. : Наука, 1997. – 448 с.
39. Сажин, Б.С. Пылеуловители со встречными закрученными потоками / Б.С. Сажин, Л.И. Гудим ; ОАО «Науч.-исслед. ин-т технико-экон. исслед.». – М. : [б. и.], 1982. – 47 с.
40. Сажин, Б.С. Особенности гидродинамики и математического моделирования вихревых сушилок / Б.С. Сажин, [и др.]; IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011» : труды конференции, 20-23 сентября 2011 г., Москва. – Т.1. – С. 72-78.
41. Лазарев, В.А. Циклоны и вихревые пылеуловители : справочник / В.А. Лазарев. – 2-е изд. – Н. Новгород : ОЗОН-НН, 2006. – 320 с.
42. Розен, А.М. К вопросу о масштабном переходе в химической технологии / А.М. Розен, А.Е. Костанян // Теорет. основы хим. технологии. – 2002. – Т. 36. – № 4. – С. 339–346.
43. Азаров, А.И. Вихревые трубы в промышленности / А.И. Азаров. – СПб. : Лемма, 2010. – 170 с.
44. Бирюкова, Т.И. Повышение энергетической эффективности промышленного сушильного оборудования конвективного типа для полотенных материалов: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.17.08 / Т.И. Бирюкова. – Иваново, 2003. – 17 с.

45. Rahman S.M.A., Mujumdar A.S. A vortex tube assisted atmospheric freeze drying system using multimode heat input / 4th Nordic Drying Conference, Reykjavik, Iceland. 17–19 June, 2009. – PS 3.
46. Циклическая зерносушилка [Электронный ресурс] / конструктор. бюро «ЧКЗ-ЮГСОН». – Режим доступа : <http://www.chkz-yugson.ru/zerno.php>. – Загл. с экрана.
47. Разработка способа вакуум-сублимационного обезвоживания с использованием эффекта Ранка / В.Е. Добромиров [и др.] // Междунар. науч.-техн. семинар «Актуальные проблемы сушки и термовлажностной обработки материалов», Воронеж, 11–13 мая 2010 г. / Воронеж. гос. лесотехн. акад. – Воронеж, 2010. – С. 497–498.
48. Вихревая труба [Электронный ресурс] / ООО ЭПК «ЭКМОН». – Режим доступа : [http://ekmon.ru/utilization\\_gas/vortex\\_pipe/](http://ekmon.ru/utilization_gas/vortex_pipe/). – Загл. с экрана.
49. Тарасова, Л.А. Комбинированная система очистки, нагрева и охлаждения воздуха / Л.А. Тарасова, М.А. Терехов, О.А. Трошкин // Экология и промышленность России. – 2003. – Окт. – С. 17–19.
50. Орлов, А.Ю. О возможностях высокотемпературной сушки красителей и послеспиртовой барды с вихревой трубой / А.Ю. Орлов, В.И. Коновалов, Н.Ц. Гатапова, Н.В. Орлова // IV Международная научно-практическая конференция «Современные энергосберегающие технологии (Сушка и термовлажностная обработка материалов) СЭТТ – 2011»: труды конференции, 20-23 сентября 2011 г. – Москва. – Т.1. – С. 381-384.
51. Общий курс процессов и аппаратов химической технологии. В 2 кн. Кн.2. : учебник / В.Г. Айнштейн [и др.]; под ред. В.Г. Айнштейна. М.: Логос; Высш. шк., 2002. - 872 с.
52. Дытнерский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии. В 2 кн. Кн 2. Массообменные процессы и аппараты: учебник для вузов / Ю.И. Дытнерский. - 2-е изд. - М.: Химия, 1995. - 368 с.
53. Коган, В.Б. Теоретические основы типовых процессов химической технологии./ В.Б. Коган. - Л.: Химия, 1977. - 592 с.
54. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии: учебник для вузов / А.Г. Касаткин. – 10-е изд., перераб. и доп. – М.: Альянс, 2004. - 753 с.
55. Сажин, Б.С. Основы техники сушки / Б.С. Сажин. – М.: Химия, 1984. – 320 с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Теоретические основы процесса сушки	4
2. Рационализация теплоподвода и использование альтернативных источников энергии	27
3. Сушка с тепловыми насосами	41
4. Сушка с использованием вихревой трубы	64
Список литературы	79

Редактор В.Л. Родичева

Подписано в печать 13.02.2012. Формат 60x84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага писчая.  
Усл. печ.: л. 4,88. Уч.-изд. л. 5,42. Тираж 100 экз. Заказ

Ивановский государственный химико-технологический университет

Отпечатано на полиграфическом оборудовании  
кафедры экономики и финансов ИГХТУ

153000, г. Иваново, пр. Ф. Энгельса, 7.