



УДК 697.97:621.565.83

**М. В. БОДРОВ**, д-р техн. наук, доц., зав. кафедрой отопления и вентиляции;  
**А. Н. ПЫЛАЕВ**, аспирант кафедры отопления и вентиляции

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫХ ВИХРЕВЫХ ВОЗДУХОосушителей

ФГБОУ ВО «Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет»  
Россия, 603952, г. Н. Новгород, ул. Ильинская, д. 65. Тел.: (831) 430-54-85;  
эл. почта: tes84@mail.ru

*Ключевые слова:* вихревая труба, осушка воздуха, холодопроизводительность, влагосодержание.

---

*Разработана математическая модель процесса осушки, включающая уравнения энергетического баланса осушителя и теплообменника, холодопроизводительности вихревой трубы, теплоты фазовых превращений. Получены расчетные уравнения для определения температуры охлаждения исходного влажного воздуха в теплообменнике.*

---

Сжатый воздух широко используется в различных областях промышленного производства. Для обеспечения надежной работы оборудования воздух должен быть осушен в соответствии с требованиями технологического процесса. Наличие влаги в системах воздухообеспечения предприятий увеличивает расход сжатого воздуха из-за утечек, связанных с повышенной коррозией пневмосети, что увеличивает эксплуатационные расходы компрессорных станций на 20–30 %. Использование осушенного воздуха не только позволяет снижать утечки, но и позволяет увеличивать период между ремонтами пневмооборудования примерно в 3 раза.

Адсорбционные установки, используемые для технологической осушки воздуха, позволяют проводить глубокую осушку до температуры точки росы, достигающей значений  $-70$  °С. Однако эти осушители имеют ряд неустраняемых недостатков, основными из которых являются крупные габариты и значительные энергетические затраты. Поэтому перспективным способом является осушка охлаждением. Сущность этого способа заключается в охлаждении находящегося в воздухе водяных паров до состояния насыщения и конденсации, а образующийся конденсат отделяют от воздуха и удаляют из осушителя. Осушка охлаждением менее энергоемка по сравнению с адсорбционной, однако, глубина такой осушки в большинстве случаев меньше, чем в адсорбционных аппаратах [1, 2].

Расчетная схема осушителя представлена на рис. 1. Исходящий влажный воздух с давлением  $p_0$ , температурой  $T_0$  и влагосодержанием  $d_0$  поступает в теплообменник 1, где изобарно охлаждается до температуры  $T_1$ . За счет охлаждения часть водяных паров, находящихся в сжатом воздухе, конденсируется. Образующийся конденсат отводят из теплообменника через сливное устройство 2.

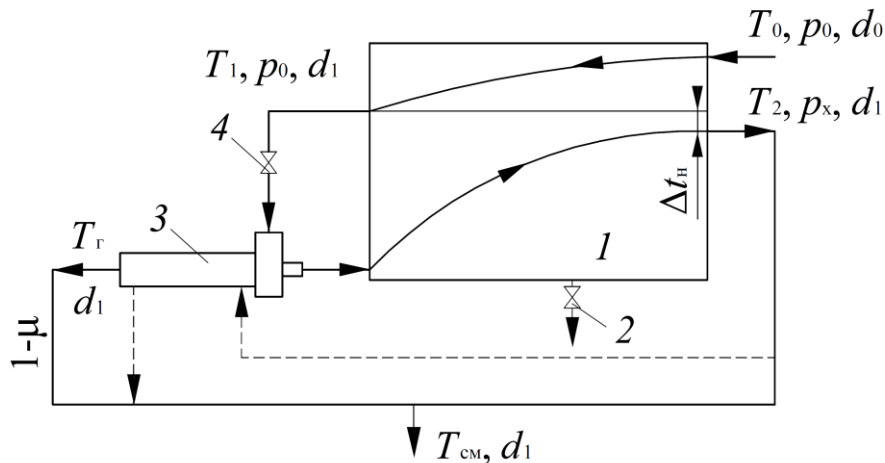


Рис. 1. Расчетная схема вихревого осушителя с понижением давления осушенного воздуха: 1 – теплообменник; 2 – сливное устройство; 3 – вихревая труба; 4 – дроссельный вентиль

Осушенный до влагосодержания  $d_1$  сжатый воздух с температурой  $T_1$  и давлением  $p_0$  направляют в сопловой ввод вихревой трубы 3, где воздух расширяется до давления  $p_x$ . В вихревой трубе относительная массовая доля  $\mu = G_x/G_1$  воздуха охлаждается до температуры  $T_x < T_1$  и поступает затем в теплообменник, охлаждая в нем исходный сжатый воздух и нагреваясь при этом до температуры  $T_2 \leq T_1$  [3].

После теплообменника охлаждающий воздух с температурой  $T_2$  смешивают с выходящей из вихревой трубы остальной частью  $(1 - \mu)$  воздуха, нагретой до температуры  $T_g > T_1$ , и направляют потребителю.

С целью повышения эффективности вихревой трубы осушенный воздух после теплообменника целесообразно использовать для охлаждения камеры разделения трубы (пунктирная линия на рис. 1).

В рассматриваемой схеме давление  $p_x$  осушенного воздуха всегда меньше давления  $p_0$  исходного влажного воздуха, поскольку в вихревой трубе срабатывается перепад давлений, определяемый величиной  $\pi = p_0/p_x$ . Во всех случаях давление  $p_0$  зависит от требований потребителя осушенного воздуха, а степень расширения  $\pi$  должна обеспечивать необходимую холодопроизводительность вихревой трубы.

Если начальное давление достаточно велико, то при заданном давлении  $p_x$  необходимую величину  $\pi$  можно устанавливать за счет уменьшения давления непосредственно перед вихревой трубой путем дросселирования сжатого воздуха вентилем 4 (рис. 1). При этом давление в полости теплообменника сохраняется максимально возможным, т. е. равным  $p_0$ , что несомненно улучшает осушку воздуха.

Рассматриваемые условия имеются в озонаторах приготовления питьевой воды, где давление  $p_0$  достигает величины 2,5–3,0 МПа при  $p_x = 0,2$  МПа и незначительных расходах осушенного воздуха. В таких устройствах целесообразно путем дросселирования снизить давление перед вихревой трубой до 1,2–1,4 МПа, что позволит увеличить размеры и КПД вихревой трубы, используя одновременно оптимальную величину степени расширения  $\pi = 6–7$ . Величина  $d_1$  влагосодержания осушенного воздуха определяется температурой  $T_1$ , которая зависит при заданной холодопроизводительности вихревой трубы от



параметров  $p_0$ ,  $T_0$  и  $d_0$  исходного влажного воздуха. Относительную температуру  $\tau = T_1/T_0$  охлажденного сжатого воздуха определим по методике исследования вихревых термостатов.

Запишем уравнение теплового баланса осушителя, отнесенное к 1 кг поступающего в него исходного влажного воздуха:

$$q_x = q_T + q_\phi + q_H, \quad (1)$$

где:  $q_x$  – располагаемая холодопроизводительность вихревой трубы, равная

$$q_x = \mu \cdot c_p \cdot (T_1 - T_x); \quad (2)$$

$q_T$  – теплота охлаждения сухого воздуха в теплообменнике, равная

$$q_T = c_p \cdot (T_0 - T_1); \quad (3)$$

$q_\phi$  – теплота фазовых превращений, затраченная на охлаждение и конденсацию (затвердевание) водяных паров, находящихся в 1 кг исходного влажного воздуха;

$q_H$  – теплота нагрева охлаждающего воздуха в теплообменнике.

Совместное решение уравнений (1), (2), (3) позволяет определить относительную температуру

$$\tau_1 = (1 + N_\phi + N_H) / (1 + \bar{q}_x). \quad (4)$$

В полученном уравнении приведенная холодопроизводительность вихревой трубы  $\bar{q}_x$  определяется соотношением

$$\bar{q}_x = \frac{q_x}{c_p \cdot T_1} = \mu \cdot (1 - \theta_x), \quad (4a)$$

где  $\theta_x = T_x / T_1$ .

Относительная теплота недогрева в теплообменнике составляет

$$N_\phi = \frac{q_H}{c_p \cdot T_0}, \quad (5)$$

где

$$q_H = \mu \cdot c_p \cdot \Delta t_H. \quad (6)$$

Решая совместно уравнения (1), (2), (6) и уравнение теплового баланса теплообменника, получим

$$\mu \cdot c_p \cdot (T_2 - T_x) = q_T + q_\phi, \quad (7)$$

отсюда

$$\Delta t_H = T_1 - T_2. \quad (8)$$

Последнее соотношение подтверждает целесообразность использования для охлаждения вихревой трубы осушенного воздуха низкого давления после подогрева его в теплообменнике, поскольку всегда  $T_2 \leq T_1$  и, следовательно,  $T_2 < T_r$ .

Относительная теплота фазовых превращений

$$N_\phi = \frac{q_\phi}{c_p \cdot T_0}. \quad (9)$$

Для определения теплоты  $q_\phi$  можно использовать уравнение

$$q_\phi = (d_0 - d_1)(h_0'' - h_1'), \quad (9a)$$

где  $h_0''$  и  $h_1'$  – энтальпия насыщенного пара при температуре  $T_0$  и конденсата (льда) при температуре  $T_1$ , соответственно.

Влажгосодержание  $d_1$  находится по известному соотношению

$$d_1 = \frac{0,622 \cdot p_{n1}}{p_0 - p_{n1}}, \quad (10)$$

где  $p_{n1}$  – парциальное давление насыщенного водяного пара при температуре  $T_1$ .

Поскольку  $d_1$  зависит от  $T_1$ , то величины  $q_\phi$  и  $N_\phi$  также являются функциями температуры  $T_1$  ( $\tau_1$ ). Следовательно, уравнение (4) является трансцендентным и решается методом итераций в следующей последовательности. По известным параметрам исходного влажного воздуха  $p_0$ ,  $T_0$ ,  $d_0$ ,  $h_0$ ,  $h_0''$  и заданной в первом приближении величине  $\tau_1$  ( $T_1$ ) определяют по уравнению (9а) величину  $q_\phi$ .

Величину  $d_1$ , входящую в уравнение (9а), находят из соотношения (10), в котором парциальное давление  $p_{n1}$  определяют из термодинамических таблиц по температуре  $T_1$  охлажденного сжатого воздуха. По этой же температуре находят из таблиц величину энтальпии  $h_1'$ , входящей в уравнение (9а). Затем, задавшись величиной  $\Delta t_n$ , которая, как показывают экспериментальные данные, в большинстве случаев близка к нулю, определяют по уравнению (6) величину  $q_n$ . Параметр  $\mu$  в этом уравнении должен соответствовать используемой в расчете величине  $\bar{q}_x$ .

Из соотношения (4) определяют с помощью выражений (5) и (9) величину  $\tau_1$ , используя которую в качестве второго приближения, повторяют весь расчет до совпадения с заданной точностью последующего и предыдущего значений  $\tau_1$ .

Величина  $q_\phi$  зависит также от начального влажгосодержания  $d_0$  холодного влажного воздуха, увеличиваясь с ростом  $d_0$ . Для насыщенного воздуха величина  $d_0$  определяется его давлением и температурой, увеличиваясь с уменьшением  $p_0$  и ростом  $T_0$ . Поэтому аналогично зависят от этих параметров температура  $T_1$  ( $\tau_1$ ) и влажгосодержание  $d_1$ .

Относительная теплота фазовых превращений составляет в среднем  $N_\phi = 0,02-0,04$ , а относительная теплота недогрева  $N_n = 0-0,1$ .

В большинстве случаев для осушителей при условии конденсации водяных паров  $N_\phi \gg N_n$ , как следует из (4), между величинами  $\tau_1$ ,  $N_\phi$  и  $N_n$  существует линейная зависимость, показанная на рис. 2. С увеличением  $N_\phi$  и  $N_n$  температура  $\tau_1$  возрастает.

Температурный напор на холодном конце теплообменника  $I$  (рис. 1) равен  $\Delta t_x = T_1 - T_x$ , т. е. определяется величиной эффекта охлаждения вихревой трубы, составляющей несколько десятков градусов при умеренных значениях степени расширения  $\pi$ .

Температурный напор на теплом конце теплообменника  $\Delta t_t = T_0 - T_2$ . Поскольку всегда  $T_2 \leq T_1$ , величина  $\Delta t_t$  также достаточна велика.

Большая величина температурного напора позволяет получить в теплообменнике высокую степень регенерации при умеренных величинах площади теплообменной поверхности. Поэтому практически во всех случаях  $T_2 \approx T_1$  и  $\Delta t_n \approx 0$ , что подтверждается при экспериментальных исследованиях. Учитывая изложенное, а также приведенное выше соотношение  $N_n \ll N_\phi$ , можно с достаточно большой степенью точности принимать в расчетах  $N_n = 0$ .

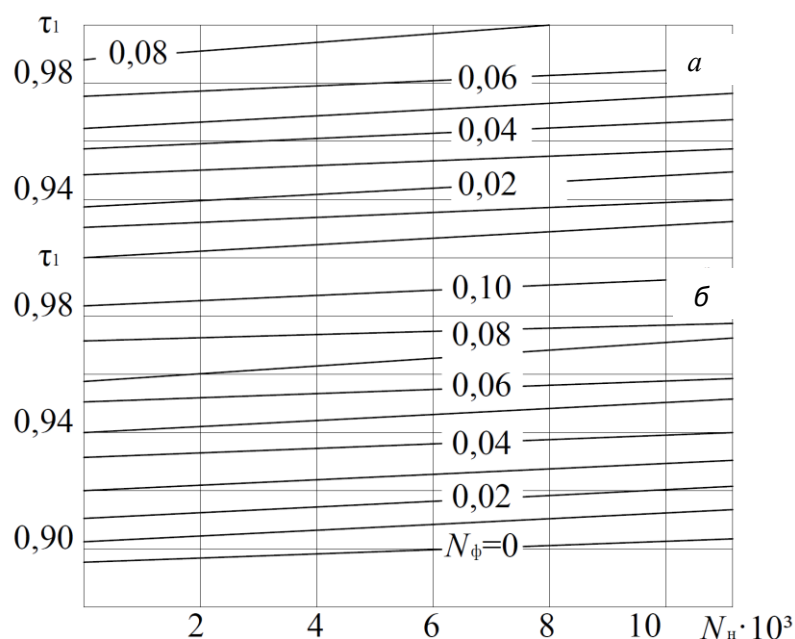


Рис. 2. Температурные характеристики осушителя для  $\pi = 7$ : *a* – с адиабатной вихревой трубой, *б* – с охлаждаемой вихревой трубой

Условия охлаждения сжатого воздуха в теплообменнике определяются неравенством  $N_n + N_\phi < \bar{q}_x$ .

Температуру  $T_x$  холодного потока на выходе из вихревой трубы можно определить из соотношения

$$\tau_x = T_x / T_0 = \theta \cdot \tau_1, \quad (11)$$

в котором  $\theta = (1 - \bar{q}_x / \mu)$ , причем параметр  $\mu$  должен соответствовать заданной холодопроизводительности  $\bar{q}_x$  вихревой трубы.

Разработанная авторами методика термодинамического анализа вихревых воздухоосушителей с последовательным соединением вихревой трубы и теплообменника позволяет определить влияние начальных параметров исходного сжатого воздуха на эффективность охлаждения и осушки воздуха при различных условиях осушителя. Глубина осушки увеличивается при повышении начального давления и уменьшении начальной температуры. Важным результатом работы является определение максимальной температуры подогрева в теплообменнике охлаждающего воздуха, которая не может превышать температуру охлаждаемого воздуха на выходе из теплообменника. Это важное условие позволяет рассчитать реальные характеристики вихревого осушителя с последовательным соединением теплообменника и генератора холода.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Меркулов, А. П. Вихревой эффект и его применение в технике / А. П. Меркулов. – Москва : Машиностроение, 1969. – 183 с. – Текст : непосредственный.
2. Мартынов, А. В. Что такое вихревая труба? / А. В. Мартынов, В. М. Бродянский. – Москва : Энергия, 1976. – 152 с. – Текст : непосредственный.



3. Бодров, М. В. Применение вихревых труб для охлаждения насыпи сочного растительного сырья / М. В. Бодров, А. Н. Пылаев. – Текст : непосредственный // Приволжский научный журнал / Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет. – Нижний Новгород, 2023. – № 4. – С. 107–113.

**BODROV Mikhail Valerevich, doctor of technical sciences, associate professor, holder of the chair of heating and ventilation; PYLAEV Aleksandr Nikolaevich, graduate student of the chair of heating and ventilation**

### **THEORETICAL JUSTIFICATION AND DEVELOPMENT OF ENVIRONMENTALLY FRIENDLY VORTEX AIR DRYERS**

Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering  
65, Iljinskaya St., Nizhny Novgorod, 603952, Russia. Tel.: +7 (831) 430-54-85;  
e-mail: tes84@mail.ru

*Key words:* vortex tube, air drying, cooling capacity, moisture content.

---

*A mathematical model of the drying process has been developed, including the equations of the energy balance of the dryer and heat exchanger, the cooling capacity of a vortex tube, and the heat of phase transformations. Calculation equations for determining the cooling temperature of the initial moist air in the heat exchanger are obtained.*

---

#### REFERENCES

1. Merkulov A. P. Vihrevoy effekt i ego primeneniye v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moscow, Mashinostroeniye, 1969. 183 p.
2. Martynov A. V., Brodyanskiy V. M. Chto takoe vikhrevaya truba? [What is a vortex tube?]. Moscow, Energiya, 1976. – 152 p.
3. Bodrov M. V., Pylaev A. V. Primeneniye vikhrevykh trub dlya okhlazhdeniya nasypi sochnogo rastitelnogo syrya [The use of vortex tubes for cooling a mound of juicy vegetable raw materials]. Privolzhskiy nauchny zhurnal [Privolzhsky Scientific Journal] / Nizhegorod. gos. arkhitektur.-stroit. un-t. Nizhny Novgorod, 2023. № 4. P. 107–113.

© М. В. Бодров, А. Н. Пылаев, 2024

Получено: 09.01.2024 г.