



УДК 628.8: 631.2

**Бодров М.В.** – кандидат технических наук, старший преподаватель

E-mail: [tes84@inbox.ru](mailto:tes84@inbox.ru)

**Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет**

## РАЦИОНАЛЬНЫЕ ОБЛАСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВИХРЕВЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЕЙ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ ЗДАНИЯХ

### АННОТАЦИЯ

Выявлены теплотехнические и технико-экономические показатели применения вихревых энергоразделителей (вихревых труб) для холодоснабжения производственных сельскохозяйственных зданий. Приведены характеристики холодо- и теплопроизводительности испытанной вихревой трубы. Обоснована схема обвязки вихревых труб, скомпонованных в блоки, для овощекартофелехранилищ.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** вихревой энергоразделитель (вихревая труба), термодинамическая и экономическая эффективность, характеристики вихревой трубы, схема обвязки.

**Bodrov M.V.** – candidate of technical sciences, senior lecturer

**Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering**

## RATIONAL AREAS OF VORTICAL AIR COOLERS USE IN AGRICULTURAL BUILDINGS

### ABSTRACT

Thermophysics and technical and economic indicators of application of vortical power dividers (vortical pipes) for supply by a cold of industrial agricultural buildings are revealed. Characteristics of capacity of tested cold and heat producing vortical pipe are resulted. The design scheme of vortical pipes grouped in blocks, for a potato and vegetables storehouses is proved.

**KEYWORDS:** vortical power dividers (vortical pipe), thermodynamic and economic efficiency, characteristics, design scheme of vortical pipes.

### Введение

Установки по охлаждению и нагреву воздуха производственных сельскохозяйственных зданий должны отвечать следующим технологическим и технико-экономическим требованиям: термодинамическое совершенство преобразования любого вида энергии для получения холода или теплоты; поддержание расчетного температурного режима при нестационарном тепловом балансе помещений; относительно низкая стоимость установок и их обслуживания, компактность, длительный ресурс использования, надежность и простота устройства; взрывобезопасность, отсутствие ядовитых веществ; быстрота и простота включения и выключения, постоянная готовность к пуску, наличие резерва в работе; возможность одновременной или попеременной выработки холода или теплоты одной установкой. Практически всем вышеперечисленным требованиям отвечают теплоэнергетические установки, основанные на принципе работы вихревых энергоразделителей – вихревые трубы (ВТ). Их основным и единственным недостатком является низкий коэффициент полезного действия (КПД). В статье анализируются и обосновываются случаи, когда преимущества ВТ превалируют над их термодинамическим несовершенством, низкой экономичностью.

### Результаты исследований

Основные величины и критерии для построения аэродинамических и теплотехнических характеристик вихревых труб: полные температура  $T_1^*$  и давление  $p_1^*$  поступающего в сопло сжатого воздуха; холодного потока  $T_x^*$  и  $p_x^*$ ; горячего потока  $T_r^*$  и  $p_r^*$ . Эффект охлаждения холодного потока и нагрева горячего потока, соответственно, определяются выражениями:

$$\Delta t_x = T_1^* - T_x^*; \Delta t_r = T_r^* - T_1^* \quad (1)$$

При общем секундном массовом расходе сжатого воздуха  $G$ , расходе холодного потока  $G_x$  и расходе горячего потока  $G_r$  ( $G = G_x + G_r$ ) относительные массовые расходы холодного потока  $\mu$  и горячего потока  $(1 - \mu)$  составят:

$$m = G_x / G; \quad G_r / G = 1 - m \quad (2)$$

Температурные показатели вихревых труб строятся в виде функций  $\Delta t_x = f(\mu)$  и  $\Delta t_r = f(\mu)$ .

При известном эффекте охлаждения  $\Delta t_x$  можно одновременно подсчитать эффект подогрева  $\Delta t_r$  и наоборот, так как при отсутствии теплообмена с окружающей средой энергия выходящих из адиабатной ВТ потоков равна энергии входящего потока. Обозначив полные удельные энтальпии входящего, холодного и горячего потоков соответственно  $i_1$ ,  $i_x$ ,  $i_r$ , уравнение энергии для 1 кг проходящего через ВТ воздуха записывается в виде:  $i_1 = m i_x + (1 - m) i_r$ . Используя выражение  $i = c_p \cdot T$ , при  $c_p = \text{const}$  получим:

$$T_1^* = m T_x^* + (1 - m) T_r^* \quad \text{или} \quad m \Delta t_x = (1 - m) \Delta t_r. \quad (3)$$

Количество отбираемой теплоты, отнесенное к 1 кг поступающего в ВТ воздуха (удельная холодопроизводительность)  $q_x$ , кДж/кг:

$$q_x = m \Delta t_x c_p = (1 - m) \Delta t_r c_p \quad (4)$$

При общем расходе  $G$  холодопроизводительность  $Q_x$  и теплопроизводительность  $Q_r$ , соответственно, составят:

$$Q_x = q_x G = m \Delta t_x c_p G; \quad (5)$$

$$Q_r = q_r G = (1 - m) G \Delta t_r c_p. \quad (6)$$

Степень термодинамического совершенства ВТ по сравнению с обратным циклом Карно составляет 2...3 %, то есть необратимость процессов делает их термодинамически малоэффективным устройством. При сравнении холодопроизводительности ВТ с идеальной турбиной необходимо учитывать, что в турбине охлаждается весь подаваемый воздух, а в ВТ только часть его  $\mu$ . Поэтому экономической оценкой эффективности ВТ по сравнению с идеальной турбиной является произведение  $\mu \cdot \eta$ , определяющее величину адиабатного КПД ВТ.

Безразмерная величина  $\eta$  (температурная эффективность) показывает эффект охлаждения при изэнтропном расширении от  $p_1^*$  и  $T_1^*$  до давления холодного потока  $p_x$  и определяется по формуле:

$$h = \Delta t_x / T_1^* \left[ 1 - \left( \frac{1}{p} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]. \quad (7)$$

где  $K$  – показатель адиабаты;

$\pi$  – степень расширения воздуха.

Значение  $\eta_r$ , выражающее отношение эффекта подогрева горячего потока к изэнтропному эффекту охлаждения равно:

$$h_r = \Delta t_r / \Delta t_s = (T_r^* - T_1^*) / T_1^* \left[ 1 - \left( \frac{1}{p} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]. \quad (8)$$

Максимальное значение  $\mu \cdot \eta$ , характерное для теплоизолированных ВТ, не превышает 25...30 % [1]. В этом случае ВТ, как генератор холода, оказывается примерно в 4 раза хуже идеальной турбины. Реальные турбины малой производительности имеют идеальный КПД в пределах 50...60 %. Поэтому у вихревых труб КПД оказывается в 2,0...2,5 раза ниже, чем у реальных турбин.

По температурному эффекту ВТ уступают детандеру в 1,3...1,5 раза, а по холодопроизводительности – в 3,0...3,5 раза. В то же время, по сравнению с процессом дросселирования, ВТ при работе на воздухе по температурному эффекту лучше примерно в 30 раз, а по холодопроизводительности в 15 раз [2]. Наибольшую термодинамическую эффективность имеют низконапорные большерасходные ВТ, использующие воздух с давлением до 0,15 МПа. Таким образом, по совершенству цикла вихревой эффект не может конкурировать ни с паровыми, ни с газовыми детандерными циклами.

Но в некоторых случаях термодинамическое несовершенство цикла отходит на второй план, основную роль начинают играть технические и технологические преимущества. Вихревые энергоделители используются в устройствах, выполняющих функции температурных разделителей, разделителей газовых смесей, интенсификаторов процессов горения, в вихревых холодильниках и холодильниках-нагревателях, в осушителях воздуха и газов. Считается рациональным применение вихревых энергоделителей в качестве охладителей, если есть возможность использовать как холодный, так и горячий воздух, и при небольших производительностях по холоду [3]. Такой режим эксплуатации систем охлаждения воздуха характерен в хранилищах сочного растительного сырья (СРС) – относительно небольшой период работы в течение года (в период охлаждения в стационарных хранилищах не более 10...15 суток). В весенний период холодопроизводительности установок, рассчитанных для периода охлаждения, достаточно продление технологических температурных параметров хранения до 15 суток. С учетом периодичности работы систем активной вентиляции охлажденный воздух в насыпи СРС необходимо подавать не более 180 часов в год. Одновременно укажем на относительно небольшую требуемую для поддержания температурно-влажностного режима в насыпях СРС холодопроизводительность систем.

К моменту начала наших исследований эффекта вихревого энергоделения в научной литературе нами не обнаружено примеров применения ВТ в технологических процессах сельскохозяйственного производства. В то же время прослеживается новая перспективная область применения ВТ в процессе сушки сельскохозяйственной продукции, когда по технологическим требованиям необходима попеременная подача в слой нагретого и охлажденного воздуха (сушка чая, травы при заготовке грубых кормов и т.п.).

Цель экспериментальных исследований вихревой трубы заключалась в получении ее достоверных тепловых и аэродинамических характеристик, необходимых для уточнения инженерной методики расчета и подбора.

Вихревая труба изготовлена из медной трубки диаметром  $D = 10$  мм, длина рабочей части (камеры энергетического разделения)  $L = 120$  мм. Трубка закрепляется накладной гайкой в корпусе улитки. Патрубок выхода холодного потока также закрепляется в корпусе улитки. Корпус улитки снабжен штуцером для подвода сжатого воздуха. Сжатый воздух, попадая в улитку, через тангенциальное сопло размером  $F_c = b \times h = 3,0 \times 2,0$  мм, поступает в камеру энергетического разделения. В улитке расположена диафрагма с отверстием диаметром  $D_d = 5,0$  мм. Со стороны горячего потока воздуха имеется крестовина и дроссельный клапан для изменения расхода воздуха. Для уменьшения теплообмена холодный участок и дроссель ВТ выполнены из фторопласта. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 1.

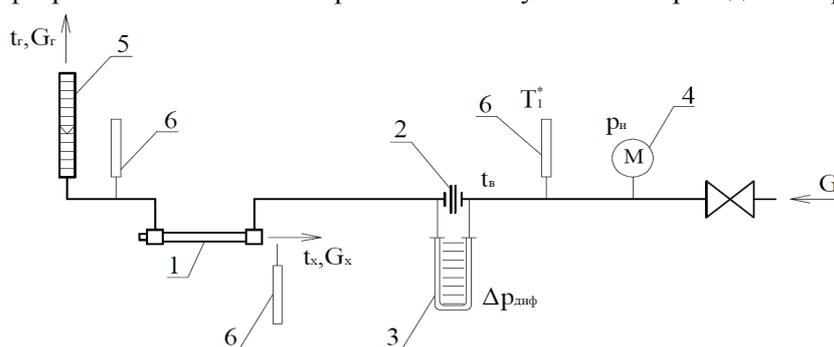


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Воздух, сжатый компрессором ГСВ-1/12 и охлажденный до температуры окружающей среды, поступает в ВТ 1, где разделяется на два потока. Расход сжатого воздуха замерялся на мерном участке, включающем диафрагму 2 и водяной дифманометр 3, его давление определялось образцовым манометром 4. Массовая доля горячего потока находилась предварительно протарированным ротаметром РМ №4 5 по  $\Delta p_r$ , доля холодного потока – по разности расходов сжатого воздуха, подаваемого в ВТ, и горячего потока. Температуры сжатого воздуха, холодного и горячего потоков измерялись лабораторными ртутными термометрами 6.

Опыты проводились при наиболее часто встречающихся на практике избыточных (абсолютных) давлениях сжатого воздуха 0,4 МПа (0,5 МПа), 0,3 МПа (0,4 МПа), 0,2 МПа (0,3 МПа) в диапазонах  $\mu$  от 0,05 до 0,95 (всего 9 серий опытов). Все опыты при каждом давлении проводились по три раза. Характеристики исследованной вихревой трубы приведены на рис. 2 а и 2 б.

### Обсуждение результатов экспериментальных исследований

Геометрические характеристики исследованной противоточной адиабатной ВТ с развихрителем горячего потока близки к общепринятым в практике размерам: относительная длина  $L/D = 120/10 = 12$ ; относительный диаметр диафрагмы  $\bar{d}_d = D/D_d = 10/5 = 2$ ; относительная площадь входного сечения сопла  $\bar{F}_c = 4F_c/pD^2 = 4 \cdot 3 \cdot 2/3,14 \cdot 10^2 = 0,077$ .

Термодинамические и теплотехнические характеристики исследованной ВТ. Влияние давления сжатого воздуха  $p_1^*$  на входе в ВТ на степень охлаждения  $\Delta t_x$  и нагрева  $\Delta t_r$  воздуха за трубой на её холодопроизводительность  $\mu \Delta t_x$  и теплопроизводительность  $(1 - \mu) \Delta t_r$  при различных значениях  $\mu = G_x/G$  и абсолютных давлениях сжатого воздуха  $p_1^* = 5,0$  ата, 4,0 ата и 3,0 ата приведены на рис. 2 а и 2 б.

Максимальный эффект охлаждения воздуха  $\Delta t_x$  наблюдается при  $\mu = 0,2 \dots 0,35$  (рис. 2). Он возрастает с увеличением величин  $p_1^*$ . Максимальное значение  $\Delta t_x$  находится в пределах 22...24 °С при  $p_1^* = 5,0$  ата, до 20...24 °С – при  $p_1^* = 4,0$  ата и 16...19 °С – при  $p_1^* = 3,0$  ата.

Наибольшая холодопроизводительность ВТ соответствует диапазону  $\mu = 0,55 \dots 0,65$ . Значения  $\mu \Delta t_x = 15,0; 13,0; 10,5$ , соответственно, при  $p_1^* = 5,0; 4,0$  и 3,0 ата, что несколько ниже полученных при  $\pi = 6$  характеристик лучших неохлаждаемых труб, достигающих 20...25 кДж/кг [1]. Удельная холодопроизводительность ВТ  $q_x$ , кДж/кг, определяется по (4), общая холодопроизводительность  $Q_x$ , кДж/ч – по (5).

Максимальный наблюдаемый в экспериментах эффект нагрева воздуха в ВТ  $\Delta t_r$  наблюдается при  $\mu > 0,85$ , а минимальные значения  $(1 - \mu) \Delta t_r$  при  $\mu = 0,4$  ( $p_1^* = 3,0$  ата),  $\mu = 0,4 \dots 0,55$  ( $p_1^* = 4,0$  ата),  $\mu = 0,5 \dots 0,6$  ( $p_1^* = 5,0$  ата). Абсолютные значения  $\Delta t_r$  достигали 70 °С и выше ( $p_1^* = 5,0$  ата), более 60 °С ( $p_1^* = 4,0$  ата), превышали 30 °С ( $p_1^* = 3,0$  ата), а величины  $(1 - \mu) \Delta t_r \approx 45, 42$  и 27, соответственно, при  $p_1^* = 5,0; 4,0; 3,0$  ата (рис. 2 б). Общая теплопроизводительность ВТ, рассчитанная по (6), соответствовала полученным экспериментальным значениям.

Выработанная ВТ теплота может быть использована в качестве дополнительной для систем отопления (включая аварийное) хранилищ.

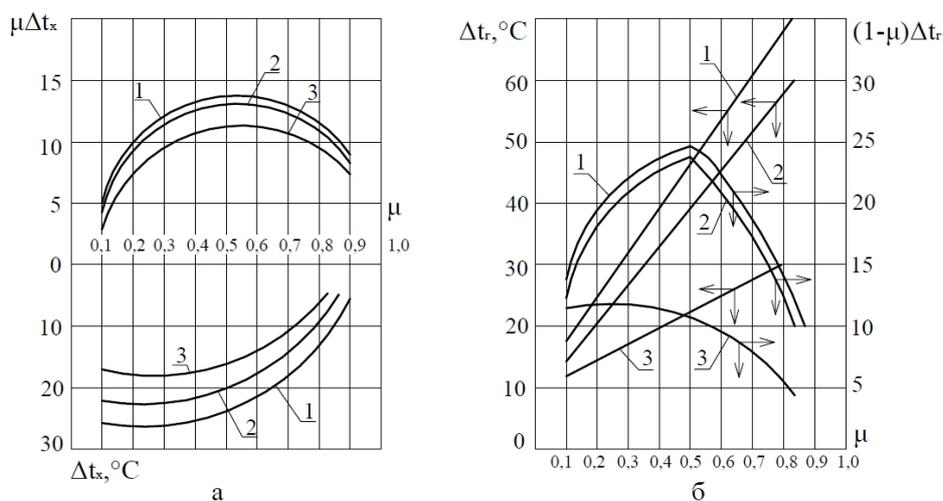


Рис. 2. Характеристики: а –  $\Delta t_x = f_1(\mu)$  и  $\mu \Delta t_x = f_2(\mu)$  для давлений сжатого воздуха: 1 –  $p_1^* = 5$  ата; 2 –  $p_1^* = 4$  ата; 3 –  $p_1^* = 3$  ата; б –  $\Delta t_r = f_1(\mu)$  и  $(1 - \mu) \Delta t_r = f_2(\mu)$  для давлений сжатого воздуха: 1 –  $p_1^* = 5$  ата; 2 –  $p_1^* = 4$  ата; 3 –  $p_1^* = 3$  ата

При использовании вихревых труб рациональна установка их в блоки для получения расчетной (заданной) холодопроизводительности. Схема обвязки блока из 10 одинаковых вихревых труб приведена на рис. 3. Вихревые трубы 1 снабжаются сжатым воздухом из магистрального трубопровода, соединенного с компрессором. Холодный поток воздуха поступает в магистраль холодного воздуха 4, а горячий – в магистраль горячего воздуха 5. Регулирование относительного расхода воздуха каждой вихревой трубой осуществляется дросселями 2. Для контроля температуры сжатого, холодного и горячего воздуха предназначены термометры 7, а давления – манометр 8. После вихревой трубы воздух поступает в приточный воздуховод 9, имеющий свою систему регулирования и контроля параметров воздуха. Установка режимов работы индивидуальных вихревых труб, а также блока вихревых труб по периодам года осуществляется отключающей арматурой 6. В осенний и весенний периоды года горячий поток воздуха удаляется в атмосферу, а холодный поток направляется в приточный воздуховод системы вентиляции. В холодный период года горячий поток воздуха поступает в приточный воздуховод, а холодный поток удаляется в атмосферу.

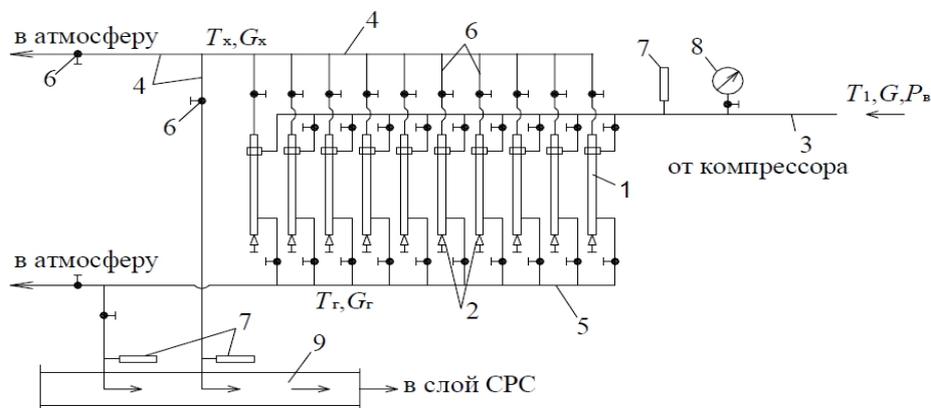


Рис. 3. Принципиальная схема обвязки блока вихревых труб

По результатам экспериментальных исследований и анализа литературных данных адиабатных ВТ получен вывод, что несмотря на низкий КПД, они являются не только приемлемыми, но и теплотехнически и технологически рациональными аппаратами по выработке холода и теплоты для овощекартофелехранилищ.

Профессором Л.М. Дыскиным [2] были проведены количественные сопоставления по приведенным затратам и выявлены допустимые области применения аналогичных по производительности рассматриваемым вихревым трубам парокompрессионных генераторов холода и детандеров. На рис. 4 приведена полученная им графическая зависимость максимальной производительности вихревого холодильника с адиабатной вихревой трубой от годовой производительности его работы. Точки, лежащие в заштрихованных областях кривых, соответствуют равенству приведенных затрат вихревого и другого сравниваемого с ним охладителя. Наличие двух кривых и расположенных между ними заштрихованных областей для турбодетандеров 1 и для парокompрессионных холодильников 2 дано для случаев, когда отношения стоимости электроэнергии при сопоставлении различаются в три раза. Область, расположенная ниже кривой, соответствует меньшим, а область, расположенная выше кривой, большим приведенным затратам на вихревые холодильники, по сравнению с сопоставляемым типом охладителя.

### Заключение

Анализ приведенных на рис. 4 кривых показывает, что экономичность вихревых холодильников снижается с увеличением их производительности и годовой продолжительности работы. Это объясняется большими энергетическими затратами при производстве сжатого воздуха, который является «рабочим телом» вихревой трубы. При годовой продолжительности работы 2000 ч и максимальной цене электроэнергии вихревой холодильник имеет предельную по приведенным затратам производительность  $L=G/\rho_{\text{в}}=145$  и  $70 \text{ м}^3/\text{ч}$  соответственно, по сравнению с турбодетандерным и парокompрессионным способами

охлаждения воздуха. Данный диапазон расходов охлажденного воздуха может быть принят за рациональный при эксплуатации вихревых труб для охлаждения воздуха в системах активной вентиляции овощекартофелехранилищ.

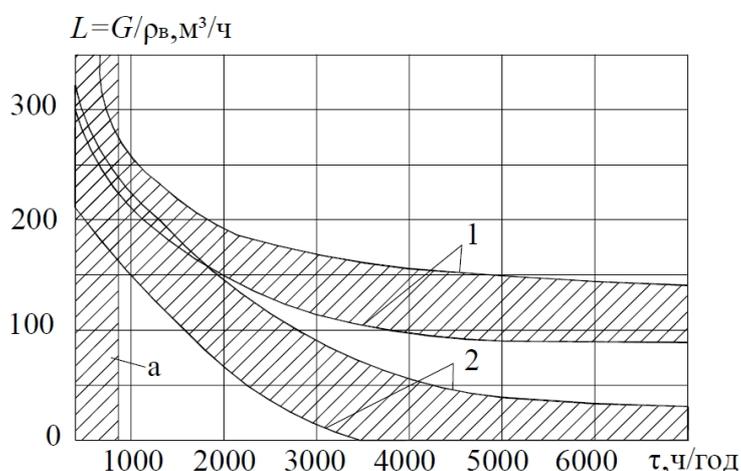


Рис. 4. Зависимость максимальной производительности вихревого холодильника от годовой продолжительности работы:

- 1 – относительно вихревого холодильника с турбохолодильниками;  
2 – относительно вихревого холодильника с холодильниками, использующими фреон

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. – М.: Машиностроение, 1969. – 183 с.
2. Дыскин Л.М. Вихревые термостаты и воздухоохладители. – Н. Новгород: ННГУ, 1991. – 85 с.
3. Кузьмин А.А. Маломасштабные вихревые трубы // Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы IV Всесоюзн. научн.-техн. конф. – Куйбышев: КуАИ, 1984. – С. 63-66.

#### REFERENCES

1. Merkulov A.P. Vortical effect and its application in the technique. – M.: Mashinostroenie, 1969. – 183 p.
2. Dyskin L.M. Vortical thermostats and air coolers. – N. Novgorod: NNGU, 1991. – 85 p.
3. Kuzmin A.A. Small-scale vortical pipes // Vortical effect and its application in the technique. Materials of IV-th all-Union scientific and technical conferences. – Kuybyshev: KuAI, 1984. – P. 63-66.