

А. П. Меркулов, Ш. А. Пиралишвили

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ
С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ПОТОКОМ

ПРИНЯТЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- r — текущий радиус, мм;
 V — тангенциальная скорость потока на текущем радиусе, м/сек;
 k — показатель изоэнтропы;
 g — ускорение силы тяжести, $\frac{м}{сек^2}$;
 Δt_x — эффект охлаждения, град.;
 Δt_s — эффект охлаждения при изоэнтропном расширении воздуха, поступившего через сопло, град.;
 Δt_z — эффект охлаждения при изоэнтропном расширении воздуха, подводимого дополнительно, град.;
 φ — к. п. д. вихревой трубы;
 G_1 — расход воздуха через сопло, кг/сек;
 G_x — весовая часть холодного потока [кг/сек].
 G'_x — весовая часть подаваемого в сопла воздуха, поступившая в холодный поток, кг/сек;
 T_1^* — температура торможения потока воздуха через сопло °K;
 T_d^* — температура торможения дополнительного потока, °K;
 π — степень расширения воздуха в установке;
 π_d — степень расширения дополнительного потока;
 μ_0 — весовая доля подаваемого в сопла воздуха, поступившая в холодный поток;
 F_c — площадь сопла, мм;
 $\bar{F}_c$ — относительная площадь сопла;
 μ — весовая доля холодного потока;
 μ' — весовая доля дополнительного потока;
 η — температурная эффективность трубы Ранка.

Целью данных исследований является экспериментальная проверка гипотезы взаимодействия вихрей, а также увеличение адиабатного к. п. д. вихревой трубы.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ

Продолжительное время основной гипотезой, объясняющей явление энергетического разделения в вихревой трубе, являлась гипотеза радиальных потоков энергии—гипотеза Ранка—Хилша—Фультона. Однако экспериментально полученные эффекты охлаждения в вихревой трубе превосходили предел, который был установлен Фультоном аналитически на базе этой гипотезы.

В лаборатории № 9 КуАИ было использовано теоретическое предположение И. И. Ван Димтера [2], объясняющее энергообмен за счет турбулентного перемешивания потоков в вихревой трубе и предложена гипотеза взаимодействия вихрей, дающая предельные количественные значения возможных эффектов охлаждения. Эта гипотеза основывается на том, что в зоне перемешивания элемент газа за счет турбулентной радиальной пульсационной скорости перемещается из приосевой области в периферийную в поле с большим градиентом статического давления. Сжимаясь при этом адиабатно, турбулентный моль нагревается. Если после этого статическая температура элемента оказывается выше, чем статическая температура окружающих его элементов, то за счет теплообмена произойдет подогрев последних. В результате такого энергообмена устанавливается адиабатное распределение статической температуры по радиусу вихря.

При втекании газа через тангенциальное сопло в периферийной области вихревой трубы возникает потенциальный вихрь с законом распределения скоростей¹.

$$V \cdot z = \text{const.} \quad (1)$$

Перемещаясь вдоль трубы, этот вихрь раскручивает текущий ему навстречу приосевой вынужденный вихрь, имеющий закон распределения скоростей (3)

$$\frac{v}{r} = \text{const} \quad (2)$$

и обменивается с последним моментом количества движения.

Проведенные на основе гипотезы взаимодействия вихрей расчеты показывают, что даже при больших значениях весовой доли образующегося из вынужденного вихря холодного потока полученный им момент количества движения составляет небольшую долю от первоначального момента свободного вихря.

На основании этого имеется возможность заметно повысить расход холодного потока путем ввода дополнительного потока в приосевую область со стороны дросселя вихревой трубы и тем самым повысить экономическую эффективность последней.

Для случая вихревой трубы с дополнительным потоком оценку

¹ А. П. Меркулов, О природе вихревого эффекта. См. настоящий сборник стр. 37.

эффективности следует вести по выражению, аналогичному адиабатному к. п. д.

$$\varphi = \frac{\mu \cdot \Delta t_x}{\Delta t_s + \mu' \cdot \Delta t_s'}, \quad (3)$$

где

$$\mu = \frac{G_x}{G_1}, \quad (4)$$

$$\Delta t_s = T_1^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (5)$$

$$\Delta t_s' = T_{g^*} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right], \quad (6)$$

Если считать, что дополнительно подводимый воздух весь поступает в холодный поток, то очевидно

$$\mu = \mu_0 + \mu',$$

тогда выражение (1) примет вид

$$\varphi = \frac{(\mu_0 + \mu') \Delta t_x}{\Delta t_s + \mu' \cdot \Delta t_s'}. \quad (7)$$

Можно легко показать, что выражение для определения эффективности вихревой трубы, предложенное Ранком, является частным случаем выражения (7).

Предположим, что дополнительный поток отсутствует, тогда $\mu' = 0$ и выражение (7) запишется

$$\varphi = \mu_0 \cdot \eta_1 = \frac{\mu_0 \cdot \Delta t_x}{\Delta t_s}. \quad (8)$$

При $T_1 = T_{g^*}$ всегда имеет место неравенство $\Delta t_s' \ll \Delta t_s$ и значит возможен рост φ при $\mu > 1$.

ОПИСАНИЕ УСТАНОВКИ ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ВИХРЕВЫХ ТРУБ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ПОТОКОМ

Исходя из задач, решениям которых должна была служить установка, к ней предъявлялись требования:

1. Концентричность вихря в сопловом сечении.
2. Возможность непрерывного изменения расхода воздуха через сопловое сечение при малой высоте сопла.

3. Простота монтажа, демонтажа и работы с установкой.

Схема установки представлена на фиг. 1.

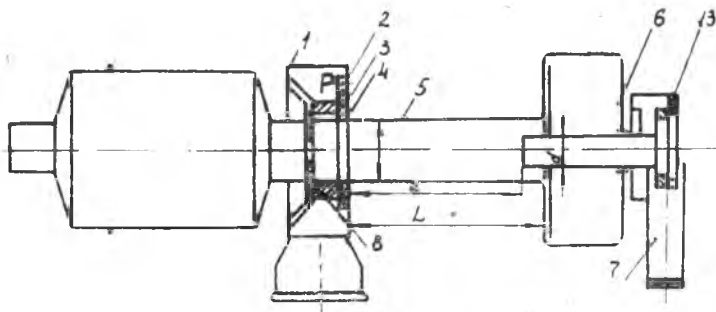
Ее основными узлами являются:

1. Корпус вихревой трубы 1 с штуцерами подвода сжатого воздуха и замера параметров торможения на входе (давления и температуры).

2. Сопловой аппарат.

Сегменты 8, внутренние поверхности которых представляют

из себя участки спирали Архимеда, вращаются вокруг своих осей под воздействием кольца поворотного механизма и входящей с ним в зацепление шестерни. Поворот сегментов обеспечивает изменение F_c .



Фиг. 1. Принципиальная схема установки.

3. Вихревая труба 5, коническая с углом раствора конуса $\alpha = 6^\circ$. Диаметр трубы в сопловом сечении $d_{тр} = 30$ мм. Длина ее менялась от 1 до 3 калибров. Достаточная величина диаметра вихревой трубы позволит в широком диапазоне менять диаметр трубки, подводящей дополнительный поток.

4. Ресивер холодного потока.

5. Ресивер горячего потока.

6. Газовый счетчик РС-600.

7. Диафрагма 8, которая состоит из корпуса диафрагмы и сменных диафрагм, позволяющих получить оптимальное соотношение размеров пары: диафрагма — диаметр трубки, подводящей дополнительный поток.

Все измерения проводились хромель-капельными термопарами с диаметром сечения проволоки 0,5 мм. Термопары тарировались предварительно при трех фиксированных температурах 0°C , 50°C , 100°C . Полученные данные при тарировке совпадают со значениями стандартных таблиц. Э. д. с. термопар замерялась потенциометром типа ПП-1. Цена деления потенциометра равна 0,05 милливольт. Точность измерения $0,5^\circ\text{C}$. Давление сжатого воздуха на входе измерялось образцовым манометром с ценой деления 0,05 атм.

Давление дополнительного потока и в холодном ресивере измерялось пружинным манометром типа МКД.

Класс манометров 1, цена деления 0,1 атм. Тарировка их проводилась перед опытами по образцовым манометрам с ценой деления 0,05 атм.

Постоянная температура на входе поддерживалась при помощи электропечи, питание которой осуществлялось от сети через ЛАТр. Дополнительный подвод воздуха осуществлялся через смен-

ные трубки, которые вворачивались в диффузор. Турбулизация дополнительного потока осуществлялась проволоочной сеткой с сечением проволоки 0,5 мм, 1×1 мм.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Задача исследований состояла в определении зависимости эффекта охлаждения холодного потока вихревой трубы с дополнительным потоком от следующих переменных параметров:

1. Геометрии вихревой трубы (цилиндрическая и коническая).
2. Площади соплового входа $\bar{F}_c$.

$$\bar{F}_c = \frac{4F_c}{\pi d_{tr}^2}.$$

3. Давления и соответственно — расхода сжатого воздуха, подводимого дополнительно $P_{доп.}^*$, [ати].

4. Диаметра трубки подвода дополнительного потока $d_{тр}$, мм.

5. Диаметра диафрагмы.

Давление торможения и полная температура были приняты постоянными, т. е. влияние этих параметров на эффект охлаждения подробно рассмотрено в работе [3].

Во время экспериментов замерялись следующие величины:

1. Полное давление сжатого воздуха на входе $P_{1,}^*$, ати;
2. Давление горячего потока P , ати;
3. Давление холодного потока P_x^* , мм. рт. ст.;
4. Давление дополнительного потока P^* , ати;
5. Полная температура сжатого воздуха на входе $T_{1,}^*$, °К.
6. Полная температура горячего потока T_r , °К.
7. Полная температура холодного потока T_x^* , °К.
8. Расход холодного потока G_x , л/мин.

При обработке результатов аналитически определялись следующие величины:

1. Степень расширения воздуха в установке

$$\pi^* = \frac{P_{1,}^*}{P_x^*}.$$

2. Температурный эффект охлаждения холодного потока

$$\Delta t_x = T_{1,}^* - T_x^* \text{ [град].}$$

3. Температурный эффект изэнтропного расширения основного и дополнительного потоков

$$\Delta t_s = T_{1,}^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \text{ [град],}$$

$$\Delta t_g' = T_g^* \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_g^*} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \text{ [град].}$$

4. Температурная эффективность (выражение аналогичное аддиатному к. п. д.)

$$\varphi = \frac{(\mu_0 + \mu') \cdot \Delta t_x}{\Delta t_s + \mu' \cdot \Delta t_s}$$

5. Расход воздуха через сопло

$$G_1 = 0,4 \cdot \alpha_c \frac{P^* \cdot F_{кр}}{\sqrt{T_1^*}} \frac{KF}{\text{сек.}}, \quad \alpha_c = 0,95 \div 0,96.$$

6. Расход дополнительного воздуха $G_g = \mu' \cdot G_1 \frac{KF}{\text{сек.}}$

7. Весовая доля холодного потока $\mu = \frac{G_r}{G_1}$

8. Весовая доля дополнительного потока $\mu' = \mu \cdot \frac{T_r^* - T_x^*}{T_r^* - T_1^*} - 1$

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Влияние расхода сжатого воздуха через сопло

Экспериментальное определение оптимальной площади соплового входа проводилось на вихревых трубах различной конструкции некоторыми авторами [3, 4]. Однако исследования вихревых труб с дополнительным потоком при $\mu > 1$ проводились впервые и требовалась проверка рекомендаций оптимальных величин.

Форма сопла принималась прямоугольной.

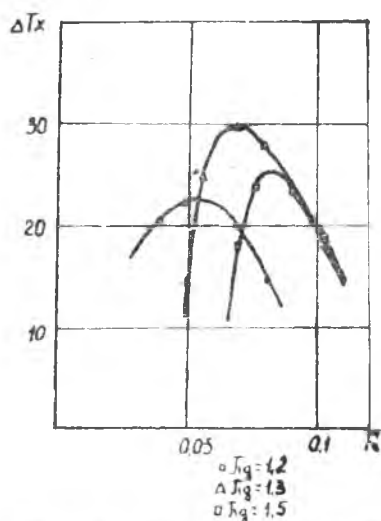
Величина коэффициента расхода прямоугольного сопла была принята согласно рекомендациям, данным в работе [4].

Были проведены исследования при изменении площади входа в диапазоне $F_c = 0,02 \div 0,1$ при $\pi_d = 1 \div 1,9$. Длина вихревой трубы равная трем калибрам, давление на входе $p_1 = 6 \text{ ата}$, диаметр трубки подвода дополнительного потока $d_{тр} = 22 \text{ мм}$ в этих экспериментах оставались неизменными.

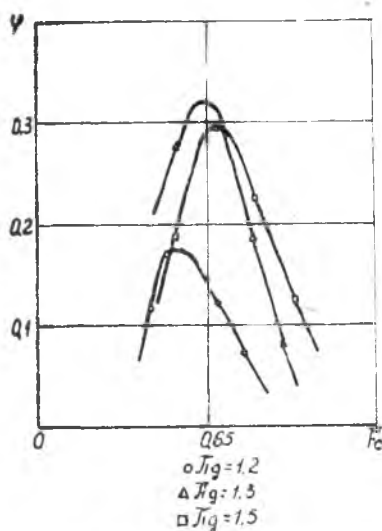
Изменение площади сопла осуществлялось изменением его высоты при постоянной ширине. Непостоянство отношения высоты сопла к его ширине, согласно работе (5), не оказывает заметного влияния на эффект охлаждения.

Результаты испытаний представлены на фиг. 2, 3, 4.

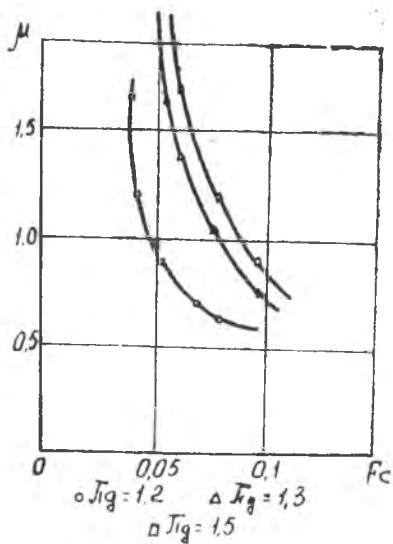
С увеличением расхода на всем диапазоне исследованных π^* эффективность вихревой трубы возрастает, достигает максимума, а затем снижается. Оптимальное значение π^* , определяющее расход дополнительного потока, равно 1,36. Влияние расхода достаточно велико — изменение относительной площади на 20% приводит к изменению φ на 33%.



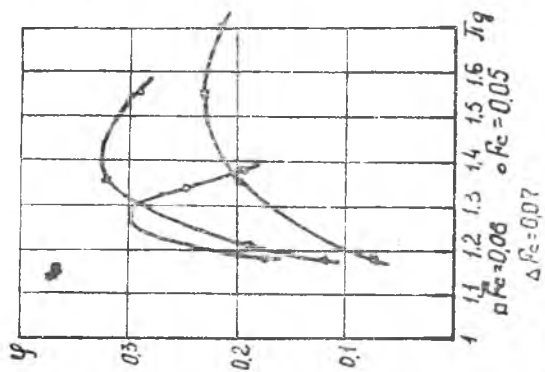
Фиг. 2. Зависимость эффекта охлаждения от расхода сжатого воздуха



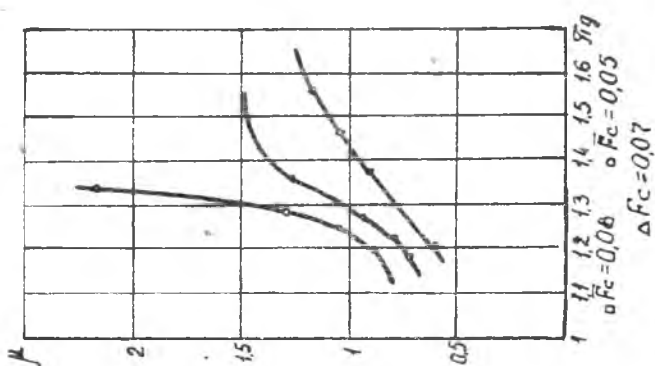
Фиг. 3. Зависимость эффективности вихревой трубы от расхода воздуха



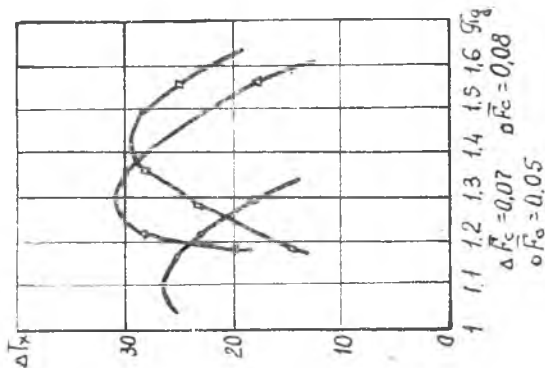
Фиг. 4. Влияние расхода воздуха на весовую долю холодной составляющей.



Фиг. 5. Влияние расхода дополнительного потока на эффективность вихревой трубы.



Фиг. 6. Зависимость весовой доли холодной составляющей от расхода дополнительного потока.



Фиг. 7. Зависимость эффекта охлаждения от расхода дополнительного потока.

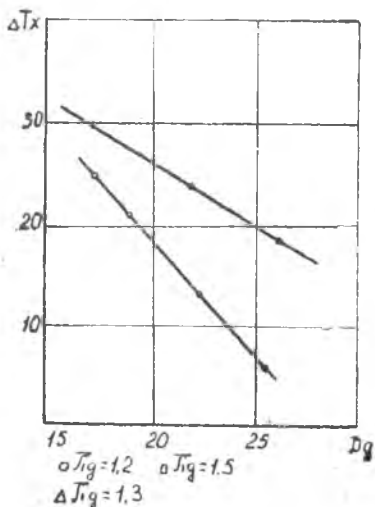
Общей тенденцией изменения кривых на фиг. 4 является увеличение доли «холодной составляющей» с уменьшением расхода сжатого воздуха.

Влияние расхода дополнительного потока воздуха на эффективность вихревой трубы и эффект охлаждения

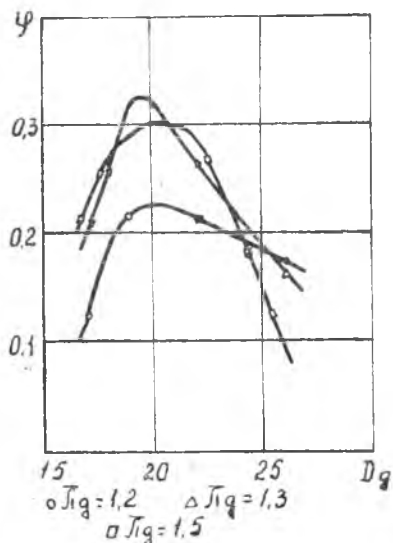
С увеличением степени расширения дополнительного потока в вихревой трубе кривые изменения эффективности и эффекта охлаждения на всем диапазоне исследованных π_d^* (см. фиг. 2, 3) имеют ярко выраженные экстремумы. У максимумов φ и t_x совпадения нет. φ достигает своего экстремального значения при больших π_d^* . В первоначальный момент с ростом π_d^* наблюдается понижение влияния вторичного вихревого эффекта (3), что приводит к росту φ и Δt_x . Однако при определении значения π_d^* расход дополнительного потока настолько велик, что возросшие осевые скорости дополнительного потока препятствуют качественному протеканию процесса энергообмена. Смещение экстремумов можно объяснить влиянием зависимости $\mu = \mu(\pi_d^*)$, эту зависимость и ее влияние на качественные характеристики можно проследить по фиг. 5, 6, 7.

Влияние диаметра диафрагмы

Влияние диаметра диафрагмы было исследовано для различных $F_c = 0,02 \div 0,1$ при $\pi_d^* = 1,1 \div 1,9$. Диапазон изменения диаметра составил $d_{тр} = 0,5 \div 0,86$. С уменьшением диаметра диафрагмы



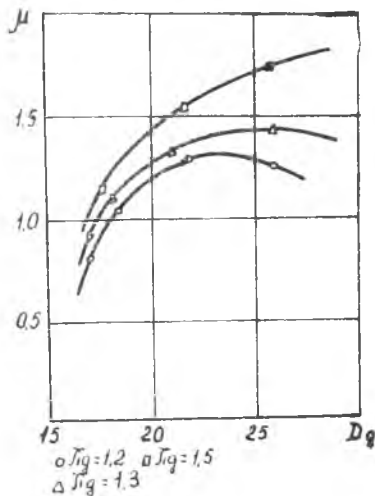
Фиг. 8. Зависимость эффекта охлаждения от диаметра диафрагмы.



Фиг. 9. Зависимость эффективности вихревой трубы от диаметра диафрагмы.

эффект охлаждения уменьшается, а рост эффективности объясняется ростом μ . Оптимальные значения $d_g = 0,63$, при этом получена максимальная эффективность $\varphi = 0,321$. Количество проведенных опытов недостаточно для окончательного выяснения оптимальных размеров относительного отверстия диафрагмы и трубки дополнительного подвода.

Графические зависимости Δt и φ от d_d приведены на фиг. 8, 9, 10.



Фиг. 10. Зависимость весовой доли холодной составляющей от диаметра диафрагмы.

ВЫВОДЫ

1. Результаты, полученные при исследовании неохлаждаемой вихревой трубы с дополнительным потоком, являются ярким подтверждением справедливости гипотезы взаимодействия вихрей.
2. Полученные значения адиабатного к. п. д. $\varphi = 0,321$ неохлаждаемой вихревой трубы превосходят ранее достигнутые на 30 %.
3. Дальнейшие улучшения процесса энергообмена, направленные на более полное использование момента количества движения периферийного вихря, позволят значительно повысить эффективность вихревой трубы с дополнительным потоком, приблизив ее к теоретической возможной.
4. Полученные результаты позволяют рассмотреть возможность использования вихревой трубы для целей кондиционирования.
5. В результате исследования получены оптимальные геометрические соотношения вихревой трубы с дополнительным потоком.

ЛИТЕРАТУРА

1. Fulton C. D. Ranque's tube. Refrigerating Engineering, may, 1950.
2. Van Deemter I. I. On the Theory of the Ranque—Hilsh Cooling Effect. Applied Scientific Netherlandes sec. Avol. 3. 1952.
3. В. С. Мартыновский, Б. Б. Парулейкар. Эффективность вихревого метода охлаждения. «Холодильная техника», № 2, 1959.
4. А. П. Меркулов. Исследование вихревого холодильника. Диссертация. КуАИ, 1956.