

А. П. МЕРКУЛОВ, Н. Д. КОЛЫШЕВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ С ДИФфуЗОРОМ

Потребности производства в получении небольших количеств искусственного холода все возрастают. Существующие в настоящее время аммиачные, фреоновые и турбодетандерные холодильные установки не всегда удовлетворяют условиям производства, если холод требуется получать периодически и в небольших объемах.

Простота конструкции, компактность и надежность холодильных аппаратов, основанных на вихревом энергетическом разделении сжатого газа, позволяют успешно эксплуатировать их на некоторых промышленных предприятиях.

Увеличение достигаемых в вихревой трубе перепадов температур позволит еще больше расширить область практического применения вихревого эффекта.

Проведенные ранее предварительные исследования совместной работы вихревой трубы и диффузора [2, 3] показали возможность получения в подобной установке эффекта охлаждения, превышающего почти в 1,5 раза получаемый при тех же условиях входа и выхода эффект в идеальной одноступенчатой турбине.

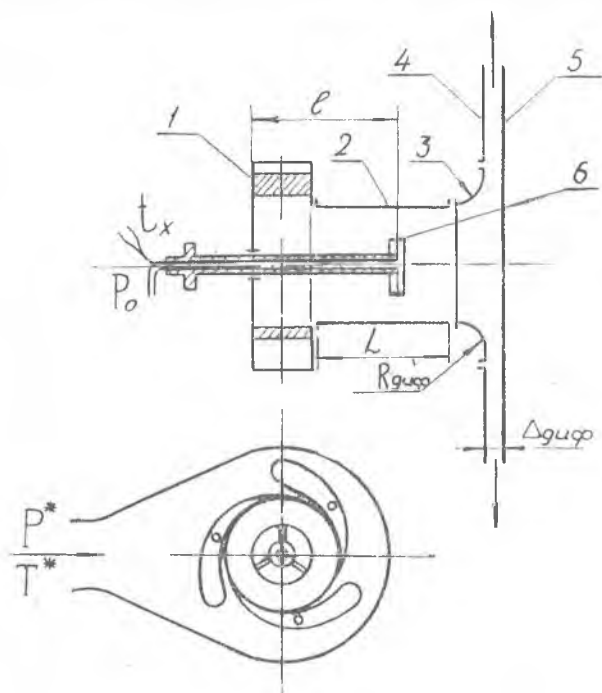
Целью настоящей работы является всестороннее экспериментальное изучение влияния различных переменных параметров на работу вихревой трубы с диффузором и дальнейшее ее совершенствование.

Исходные теоретические положения рассматриваемого процесса изложены в статьях [1, 2].

Основные узлы экспериментальной установки подробно описаны в статье [2]. Схематично она представлена на фиг. 1а и состоит из следующих частей: корпуса 1, из которого через три тангенциальных сопла подается сжатый воздух внутрь вихревой трубы 2, образуя в ней интенсивный вихрь; переходной втулки 3; переднего 4 и заднего 5 дисков, образующих раскруточный щелевой диффузор. По сравнению с вихревыми трубами обычной конструкции,

имеющими односупловую улитку, трехсупловой вход с равномерным распределением сопел по окружности создал достаточную симметрию вихря относительно оси трубы; наличие раскруточного диффузора обеспечило высокие значения степени расширения в осевой зоне трубы, что позволило получить значительное увеличение температурных перепадов.

Для замера температур в вихре на различных радиусах и на различных точках по длине вихревой трубы применялись кольцевые



Фиг. 1.

подвижные зонды (внешний вид которых представлен на фиг. 16). Каждый зонд представлял собой латунный обод, соединенный спицами со ступицей, которая укреплялась на подвижном штоке из оргстекла. В обод зонда заподлицо с наружной поверхностью заделывался рабочий спай медь-константановой термомпары с диаметром проволок 0,1 мм. Небольшое поперечное сечение штока (диаметр 5 мм с внутренним отверстием 1 мм), его низкий коэффициент теплопроводности, а также большая относительная поверхность обода по сравнению с поперечным сечением спиц практически исключают теплообмен чувствительной поверхности зонда с окружающей средой и с центральной (более холодной) зоной вихря. Следует также отметить, что применение кольцевых зондов даже при больших относительных диаметрах мало нарушает общую картину вихря в трубе, что подтверждается небольшим изменением давления на оси вихревой трубы при увеличении диаметра зонда.

Достаточно малые величины осевых и радиальных составляющих абсолютных скоростей в вихре [1, 2, 6, 9] позволяют приближенно считать, что воздушный вихревой поток, омывающий наружную кольцевую поверхность зонда, направлен к ней тангенциально; следовательно, здесь применима величина коэффициента восстановления температуры $\zeta=0,9$, как и в случае обтекания бесконечной

поверхности параллельным ей потокам при турбулентном режиме [4]. Абсолютные величины скорости в вихре на различных радиусах определялись по методике, описанной в статье [2].

Тепловая изоляция установки не применялась, т. к. низкотемпературная зона в центре вихря отделялась от стенок трубы периферийными слоями, имеющими температуру, близкую к окружающей.

В основу исследований было положено определение зависимости эффекта охлаждения в ядре вихря от следующих параметров:

площади соплового входа	F_c ,
длины вихревой трубы	L ,
радиуса диффузора	$R_{\text{диф}}$,
наружного диаметра зонда	d ,
зазора между дисками диффузора	$\Delta_{\text{диф}}$,
расстояния по оси трубы от плоскости диафрагмы	l ,
полного давления сжатого воздуха на входе	P^* .

Учитывая возможность применения результатов настоящих исследований к вихревым трубам различной производительности [6], при обработке экспериментов использовались относительные величины указанных выше параметров: \bar{L} , $\bar{R}_{\text{диф}}$, \bar{d} , $\bar{\Delta}_{\text{диф}}$, \bar{l} — в долях диаметра D вихревой трубы; \bar{F}_c — в долях площади поперечного сечения трубы $\left(\frac{3,14 D^2}{4}\right)$.

В экспериментах измерялись следующие величины:

- 1) полное давление сжатого воздуха на входе P^* [ата];
- 2) полное давление на оси вихря P_0 [ата];
- 3) температура торможения сжатого воздуха на входе T^* [°K] (в экспериментах поддерживалась $T^* = 298^\circ\text{K}$);
- 4) температура поверхности измерительного зонда T_x [°K];
- 5) расстояние центра зонда от плоскости диафрагмы l [мм].

Минимальный относительный диаметр зонда в эксперименте составлял $\bar{d} = 0,25$; определенный по нему эффект охлаждения обозначается в дальнейшем $\Delta t_{\text{хо}}$.

При обработке результатов экспериментов расчетным путем определялись следующие величины:

1. Температурный эффект охлаждения поверхности измерительного зонда:

$$t_x = T^* - T_x \text{ [}^\circ\text{C]}.$$

2. Степень расширения воздуха в установке:

$$\pi = \frac{P^*}{P_{\text{н}}}, \text{ где } P_{\text{н}} \text{ — давление окружающей среды.}$$

3. Степень расширения воздуха в вихре:

$$\pi^* = \frac{P^*}{P_0}.$$

4. Температурная эффективность установки:

$$\eta = \frac{\Delta t_x}{T^* \left(1 - \frac{1}{\pi \frac{k-1}{k}} \right)}$$

5. Температура эффективности вихря:

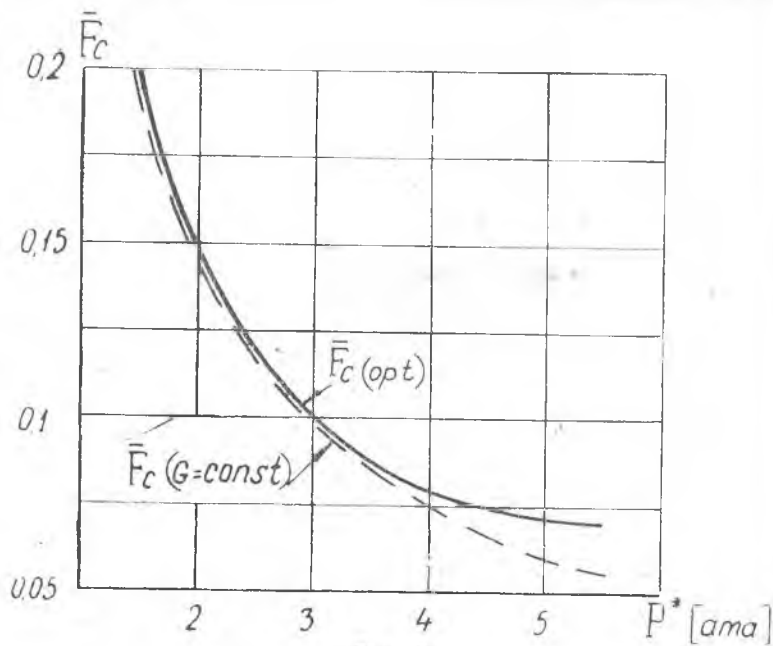
$$\eta^* = \frac{\Delta f_x}{T^* \left(1 - \frac{1}{\pi \frac{k-1}{k}} \right)}$$

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

1. Влияние расхода

Ввиду того, что вопрос о величине коэффициента расхода прямоугольного сопла вихревой трубы подробно изучен [6], в данной работе относительная площадь соплового входа отождествляется с величиной расхода через него.

Для выяснения зависимости эффективности работы вихревой трубы с диффузором от расхода были проведены исследования в диапазоне давлений на входе $P^* = 1,05-5$ ата при изменении площади входа $\bar{F}_c = 0,065 \div 0,2$. Длина вихревой трубы ($\bar{L} = 0,85$) и радиус диффузора ($R_{\text{диф}} = 0,3$) при этом не менялись. Изменение площади



Фиг. 2.

илового входа осуществлялось за счет изменения радиальной вы-
оты сопла при неизменной его ширине, что определялось конст-
рукцией установки. Непостоянство отношения ширины сопла к его
месте, как следует из работы [7] не оказывает заметного влияния
на эффект охлаждения.

Исследование зависимости температурного эффекта охлажде-
ния от расхода воздуха показало, что во всем диапазоне давлений
увеличением расхода температурный эффект охлаждения на оси
трубы возрастает, достигает максимума, а затем падает.

Получена результирующая кривая (фиг. 2), позволяющая в
практических целях выбирать оптимальную площадь сопел $F_c (opt)$
для получения максимального эффекта при данном давлении P^* .

Закон изменения оптимальной площади сопел близок к закону,
обеспечивающему постоянство весового расхода воздуха через
сопла при изменении входного давления.

2. Влияние степени расширения в вихре

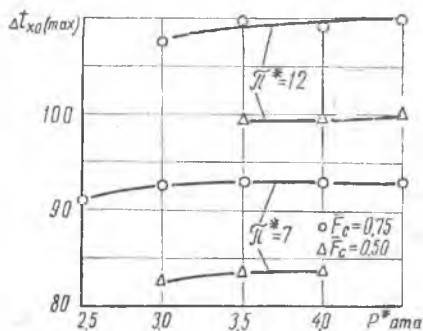
В результате экспериментов было получено, что основное влия-
ние на температурную эффективность η^* оказывают не абсолютные
величины давлений на входе в вихревую трубу и на оси вихря, а
их отношения, что вполне согласуется с гипотезой взаимодействия
вихрей.

На рис. 3 представлены ре-
зультаты, испытания вихревой
трубы $\bar{L} = 0,85$; $R_{диф} = 0,3$ в диа-
пазоне давлений $P^* = (2,5 \div 4,5)$
ата при двух значениях площади
сопла: $F_c = 0,05$ и $F_c = 0,075$, при-
чем регулированием величины
 $R_{диф}$ степень отношения давлений
в вихре поддерживалась неизмен-
ной ($\pi^* = 7$ или $\pi^* = 12$) при пере-
менном давлении на входе.

Независимо от величины P^*
температурный эффект при дан-
ном значении \bar{F}_c остается практи-
чески постоянным. При $\pi^* = 7$,

$\bar{F}_c = 0,075$ с увеличением P^* на 50% (с 3 до 4,5 ата) Δt_{x0} увели-
чивается менее чем на 1%, а при $\pi^* = 12$ на 2,3%. Влияние расхода
 \bar{F}_c сказывается на достигаемых уровнях Δt_{x0} , но постоянство их
практически сохраняется для $\bar{F}_c = idem$.

Аналогичные выводы следуют и из результатов ранее проведен-
ного нами исследования противоточной вихревой трубы (без диф-
фузора) при $D = 20$ мм; $\bar{F}_c = 0,1$; $\bar{L} = 9,0$. Из приведенной таблицы:
видно, что для противоточной вихревой трубы температурный
эффект определяется также значениями π^* , а не давлением
на входе.



Фиг. 3.

P^* [ата]	6	6	6	3	4	5
π^*	3	4	5	3	4	5
$\Delta t_{x(\max)}$ [°C]	41,5	52	59	41,0	50,0	58,5

3. Влияние элементов конструкции вихревой трубы

Кроме площади входного сопла, о которой говорилось выше на получение максимального эффекта охлаждения могут оказывать влияние другие геометрические параметры вихревой трубы: длина L , радиус диффузора $R_{\text{диф}}$, зазор между дисками диффузора $\Delta_{\text{диф}}$, форма поверхности вихревой трубы (цилиндрическая или коническая). Влияние их может быть двояким: во-первых, различное их сочетание при одном и том же значении P^* может привести к получению разных уровней π^* , непосредственно определяющих собой величину $\Delta t_{x(\max)}$; во-вторых, конструктивное выполнение вихревой трубы, работающей совместно с диффузором, может влиять на внутреннюю картину построения вихря, распределение скорости в его слоях и по оси, что предсказать заранее или описать пока не представляется возможным.

Настоящие исследования показали: во всем диапазоне P^* уменьшением длины \bar{L} увеличивается максимальный эффект охлаждения; оптимальный по π^* и $\Delta t_{x(\max)}$ является вихревая труба с относительной длиной $\bar{L} = 0,85 \div 1,2$, причем $\bar{L} = 1,2$ оптимальна при давлениях $P^* = 3 \div 5$ ата, на меньших давлениях лучшие результаты показывает труба с $\bar{L} = 0,85$.

Следует отметить, что изменение длины вихревой трубы L и радиуса диффузора $R_{\text{диф}}$ при постоянном отношении давлений в вихре не оказывают существенного влияния на эффект охлаждения (например, увеличение \bar{L} в 3,5 раза при $P^* = 4$ и 5 ата и $\pi^* = \text{const}$ снижает η всего на $8 \div 10\%$).

Однако величины \bar{L} и $\bar{R}_{\text{диф}}$ оказывают влияние на достижение максимальной величины π^* при заданном P^* . При уменьшении длины вихревой трубы и радиуса диффузора установка работает более устойчиво и позволяет достигать больших значений π^* без появления срывных режимов. Поэтому оптимальными в диапазоне $P^* = 1 \div 5$ ата следует считать: $\bar{L} = 1,0$ и $\bar{R}_{\text{диф}} = 0,15$.

За счет изменения зазора между дисками диффузора $\Delta_{\text{диф}}$ можно изменять величину π^* в широком диапазоне, причем, как показывают эксперименты, наиболее резкое увеличение π^* происходит в диапазоне $\Delta_{\text{диф}} = 0 \div 0,05$. Практически можно считать оптимальным на всех режимах зазор в диффузоре порядка $\Delta_{\text{диф}} = 0,05 \div 0,07$.

4. Осевое и радиальное изменение эффекта охлаждения в вихревой трубе с диффузором

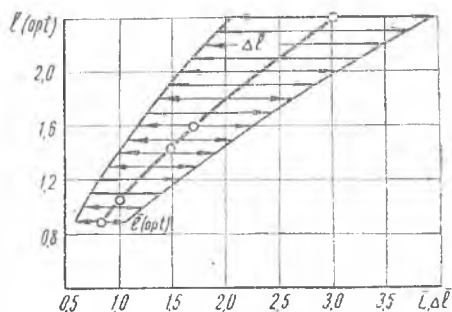
Все предыдущие рассуждения основывались на возможности получения максимальной величины эффекта охлаждения без учета положения зоны максимальной температуры и ее протяженности по оси вихревой трубы. Последнее, однако, имеет существенное практическое значение, т. к. позволяет определить допустимые размеры охлаждаемого тела и положение его внутри вихревой трубы с целью наиболее глубокого охлаждения. Для этого производились замеры температур и давлений по оси вихревой трубы с помощью подвижного кольцевого датчика (фиг. 1б) с относительным диаметром $d = 0,25$ на различных режимах.

Результаты показали, что независимо от длины трубы, давления и площади сопла распределение температуры по оси вихревой трубы между плоскостями диафрагмы и диффузора сохраняет определенную закономерность: температура (по оси) вначале снижается, достигает минимального значения, затем вновь повышается. Влияние величины давления P^* на положение и протяженность зоны минимальной температуры незначительно. Заметнее влияет длина вихревой трубы \bar{L} , чем она больше, тем дальше от диафрагмы оттягивается зона $\Delta t_{\text{хо(max)}}$; то в то же время растет и ее протяженность.

Обобщенные результаты экспериментов представлены на фиг. 4, где $\bar{l}_{(\text{opt})}$ означает расстояние в калибрах по оси вихревой трубы от плоскости диафрагмы до центра зоны минимальной температуры (фиг. 1); $\Delta \bar{l}$ — протяженность этой зоны (внутри которой температура не повышается более чем на 3° от $\Delta t_{\text{хо(max)}}$).

Смещение зоны минимальной температуры от плоскости соплового сечения (где она должна находиться согласно гипотезе взаимодействия вихрей) объясняется тем, что на

ядро вихря оказывает влияние пограничный слой, текущий к оси по плоскости диафрагмы. Пограничный слой диафрагмы формируется в теплой периферийной зоне вихря соплового сечения. Последнее приводит к тому, что процесс энергетического разделения оказывается более совершенным на некотором удалении от соплового сечения. Это обстоятельство полезно учитывать при охлаждении тел в вихревой трубе: их всегда нужно вводить со стороны диффузора, если тело короче вихревой трубы, или теплоизолировать при-

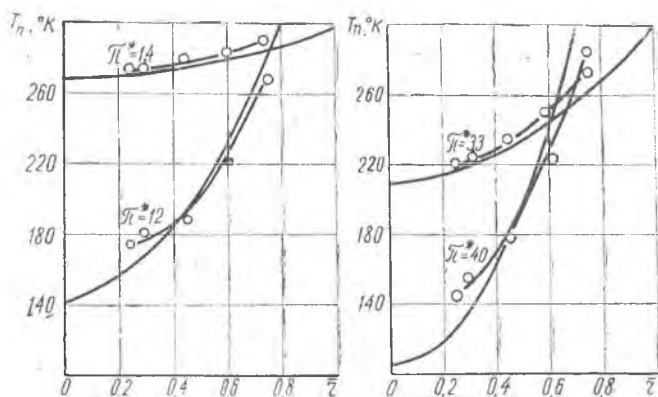


Фиг. 4

мыкающую к диафрагме часть тела, если оно расположено вдоль всей трубы. При необходимости более длительного контакта поверхности тела с охлаждающим вихрем (например, трубка теплообменника) целесообразнее применять более длинные трубы ($\bar{L}=3$). По сравнению с короткими эффект охлаждения в них несколько ниже, но протяженность зоны минимальной температуры в несколько раз больше, о чем свидетельствует кривая $\bar{\Delta t}$ на фиг. 4.

С помощью описанных выше кольцевых зондов было исследовано радиальное распределение полной температуры (T_n) в поперечных сечениях трубы, в которых получены максимальные перепады — $\Delta t_{x0(\max)}$. Некоторые из полученных результатов представлены на фиг. 5; кривые соответствуют следующим величинам полного давления на входе:

π^*	1,4	3,3	12	40
P^* [ama]	1,15	1,5	4,0	4,5



Фиг. 5

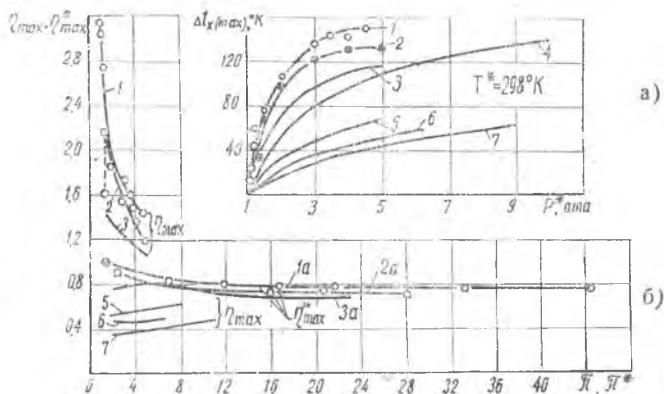
Для сравнения на этом же графике даны теоретические кривые радиального распределения полной температуры, рассчитанные согласно гипотезе взаимодействия вихрей [1].

Полученные экспериментальные данные позволяют ориентировочно определить глубину охлаждения тел различных диаметров в вихревой трубе с диффузором.

5. Сравнение эффектов охлаждения, полученных в вихревой трубе с диффузором и в противоточных вихревых трубах

Проведенные эксперименты по определению оптимальных форм и размеров элементов вихревой трубы, работающей совместно с

диффузором, позволили получить на давлениях сжатого воздуха от до 5 *ата* значения эффекта охлаждения и температурной эффективности значительно превышающие полученные до настоящего времени в вихревых трубах различной конструкции. Полученные результаты по $\Delta t_{\text{хо(max)}}$ для трубы диаметром 30 мм с диффузором в оптимальных значениях геометрических параметров изображены кривой 2 фиг. 6 (а). Температурный эффект резко возрастает



Фиг. 6

при росте давления в диапазоне $P^* = 1 \div 2$ *ата*, затем темп роста снижается более плавным, а при $P^* = 4$ *ата* рост практически прекращается. При $P^* = 4 \div 5$ *ата* получено $\Delta t_{\text{хо(max)}} = 132^\circ$. На этой же фигуре кривая 4 изображает температурный эффект Δt_s в случае адиабатного расширения с совершением внешней работы от давления P^* до $P_n = 1$ *ата* при начальной температуре торможения сжатого воздуха $T = 298^\circ\text{K}$. Кривая 3 представляет результаты испытаний [3] вихревой трубы диаметром 20 мм с диффузором.

Для сравнения показаны результаты некоторых авторов: кривая 5 — результаты, полученные Б. Б. Парулейкаром [8] внутри короткой вихревой трубы ($L = 3,0$) диаметром 16 мм; кривая 6 — П. Меркуловым в холодном потоке противоточной вихревой трубы $L = 9,0$; $D = 33$ мм [6]; кривая 7 — В. П. Алексеевым [9], $D = 16$ мм. Последние три кривых следует оценивать только исходя из условия получения максимального эффекта охлаждения без учета расхода холодного потока.

Для сравнения полученных результатов по температурной эффективности кривые фиг. 6 (а) под соответствующими номерами приведены на фиг. 6 (б) в виде зависимости $\eta = \eta(P)$, т. е. при давлении на входе P^* и давлении на выходе из установки $P_n = 1$ *ата*. В этом случае при $P^* = 1,5$ *ата* получено $\eta_{\text{max}} = 2,16$; затем с ростом давления величина η_{max} резко падает, оставаясь, однако, выше значений, полученных до настоящего времени с помощью вихревых труб различной конструкции. Заметное превышение η_{max} исследо-

ванной вихревой трубы по сравнению с вихревыми трубами обычной конструкции (без диффузора) объясняется не только способностью первой к самовакуумированию и получению больших значений π^* при тех же P^* , но и более совершенным процессом в самом вихре, о чем свидетельствует зависимость η^*_{\max} — кривая 2а.

Однако, несмотря на значительные преимущества в эффекте охлаждения вихревой трубы с диффузором перед трубами обычной конструкции, процесс энергетического разделения в ней несовершенен ввиду того, что ядро вихря, как указывалось выше, заполняется пограничным слоем, формирующимся в более теплой периферийной зоне вихря соплового сечения и текущим к оси по плоскости диафрагмы. В случае устранения этого явления можно получить еще большее снижение температуры в ядре вихря, что показано кривыми 1 (фиг. 6 а и б) со следующими максимальными величинами: $\Delta t_{\text{хот}^{\max}} = 150^\circ\text{K}$ при $P^* = 4,5 \text{ ата}$; $\eta^*_{\max} = 3,1$ при $\pi = 1,0$; $\eta^*_{\max} = 0,98$ при $\pi^* = 1,4$.

В ы в о д ы

1. При совместной работе вихревой трубы и диффузора за счет самовакуумирования в осевой зоне вихревой трубы получен высокий эффект охлаждения газа, превышающий более чем в два раза получаемый при тех же условиях входа и выхода эффект в идеальной одноступенчатой турбине. Устранение влияния пограничного слоя диафрагмы позволяет довести это превышение до трех раз.

2. Экспериментально доказано, что основное влияние на эффект охлаждения в вихревой трубе (при $T^* = \text{const}$) оказывает степень расширения в вихре (π^*), влияние других параметров незначительно.

3. Определены оптимальные геометрические соотношения элементов вихревой трубы с диффузором, соответствующие максимальному эффекту охлаждения. Найдены положение и протяженность зоны минимальной температуры по оси вихревой трубы.

4. Полученные в настоящих исследованиях высокие значения эффекта охлаждения (фиг. 6 а) в вихревой трубе с диффузором показали возможность создания на ее основе ряда приборов для научно-исследовательской и производственной практики. К числу них относится, например, вихревой гигрометр, обеспечивающий при питании от заводской сети сжатого воздуха (низкого давления) измерение влажности газов до точки росы (-80°C).

В настоящее время в гигрометрах подобного типа для охлаждения чувствительного элемента используются углекислоты, жидкие газы или газы высокого давления, что имеет ряд недостатков.

Другим примером является вихревая труба с установленной внутри нее миниатюрной холодильной камерой. Такая установка может успешно использоваться в заводских лабораториях для тарировки термпар или испытания образцов материалов в широком диапазоне отрицательных температур.

Благодаря своей конструктивной простоте и малым габаритам вихревая труба с диффузором может найти применение в радиоэлектронике и медицине.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. П. Меркулов, «Основы теории вихревого эффекта», Сб. трудов КуАИ, Выпуск XV, 1963, часть II.
 2. А. П. Меркулов, Н. Д. Колышев. «Экспериментальная проверка гипотезы взаимодействия вихрей», Сб. трудов КуАИ, Выпуск XV, часть II, 1963.
 3. А. П. Меркулов. «Совместная работа вихревой трубы и диффузора», Холодильная техника, № 4, 1962.
 4. Э. Р. Эккерт, Р. М. Дрейк. «Теория тепло- и массообмена». Госэнергоиздат, 1961.
 5. Р. У. Ландберг, Б. Люис, Р. Н. Пиз, Х. С. Тейлор. Физические измерения в вихревой динамике при горении, И. Л., 1957.
 6. А. П. Меркулов. Диссертация. Куйбышевский авиационный институт, 1956.
 7. В. И. Метенин. Исследование вихревых температурных разделителей сжатого газа ЖТФ, Том XXX, В. 9, 1960.
 8. Б. Б. Парулейкар. Диссертация. Одесский институт пищевой и холодильной промышленности, 1960.
 9. В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев. Холодильная техника, № 3, 1953; № 3, 1955; изв. АН СССР, ОТН, № 1; 1956; ЖТФ, т. 26, № 10, 1956.
-