

4387635
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ им. Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ВЫСОЧИН Виктор Александрович

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
АДИАБАТНЫХ ВИХРЕВЫХ ТРУБ

Специальность 05.04.03. - гидравлические машины,
машины и аппараты холодильной и криогенной техники

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА, 1981 г.

Работа выполнена в конструкторском бюро.

НАУЧНЫЙ РУКОВОДИТЕЛЬ:

кандидат технических наук, доцент САФОНОВ В.А.

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

доктор технических наук, профессор Епифанова В.И.
кандидат технических наук Чижиков Ю.В.

Ведущее предприятие: указано в решении Специализированного Совета

Защита состоится " " 1981 г.,
в ауд. в час. мин., на заседании Специализированного Совета К.053.15.07 "Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и агрегаты" МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: 107005, Москва, Лефортовская наб., д. 1. корпус факультета "Энергомашиностроение".

С диссертацией ознакомлены в Специальном МВТУ им. Н.Э. Баумана.

Автореферат раз

Ученый секретарь
специализированного
доцент

Исх. № _____

М387635

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Широкое применение вихревых труб в различных областях народного хозяйства привело к большому разнообразию их конструкций и режимных параметров. В то же время, несмотря на значительное количество работ, посвященных различным аспектам вихревого эффекта, его механизм выяснен недостаточно, законченной теории до сих пор еще нет, а известные методики расчета, как правило, справедливы для конкретных конструкций вихревых труб преимущественно малого диаметра — до 0,055 м в сопловом сечении. Потребность в вихревых трубах больших диаметров (0,1...0,2 м и более) обусловила необходимость рассмотреть ряд вопросов, связанных с методом обобщения имеющихся опытных данных и возможностью перенесения их на крупномасштабные вихревые трубы, а также резервами повышения эффективности вихревых труб. Поэтому дальнейшее изучение вихревого эффекта и особенностей его проявления является актуальным.

14387635
Целью настоящей работы является дальнейшее изучение вихревого энергетического разделения газа в вихревых трубах большого диаметра, уточнение внутренней газо-термодинамической структуры потока, создание универсальной методики расчета вихревых труб для широкого диапазона геометрических и режимных параметров, оптимизация их геометрических соотношений и газодинамических характеристик на основе анализа и учета потерь в их основных элементах

Научная новизна. Исследованиями в крупномасштабных вихревых трубах уточнена схема формирования холодного потока. Показано, что образование присевого потока происходит в результате экспоненциальной "фильтрации" из периферийного в пределах эффективной длины горячего конца; выполнен комплексный анализ источников и



величин потерь располагаемой энергии в адиабатных вихревых трубах. Установлена связь температурной эффективности и газодинамических характеристик вихревых труб с конструктивными и режимными параметрами соплового аппарата, определяющими величину эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы.

Установленные закономерности положены в основу метода расчета и конструирования крупномасштабных вихревых труб.

Наиболее существенные научные результаты, полученные в работе.

1. Уточнены основные закономерности формирования холодного потока в горячем конце, а также количественные соотношения термогазодинамических параметров газа на различных этапах расширения.

2. Установлено, что важнейшей геометрической характеристикой вихревых труб, определяющей ее температурную эффективность, является эффективный приведенный радиус отверстия диафрагмы, определяемый отношением радиуса отверстия диафрагмы к эффективному плечу ввода газа в вихревую камеру.

3. На основе анализа потерь располагаемой энергии сделана оценка предельных величин температурной эффективности в зависимости от эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы.

4. Предложена методика инженерного расчета термо- и газодинамических характеристик адиабатных вихревых труб в широком диапазоне их размеров и параметров расширяемого газа.

5. Установлено, что введение частичной рециркуляции горячего потока с целью организации аэродинамической решетки позволяет дополнительно интенсифицировать энергообменные процессы в горячем конце и повысить температурную эффективность вихревой трубы.

Практическая ценность работы состоит в том, что предложен и разработан метод расчета и выработаны рекомендации по проектированию высокоэффективных адиабатных вихревых труб в широком диапазоне изменения геометрических и режимных параметров; полученные экспериментальные характеристики и зависимости могут быть использованы при расчетах и проектировании других типов вихревых труб, а также для дальнейшего развития теории вихревого эффекта; разработанная конструкция компактной адиабатной вихревой трубы с рециркуляцией горячего потока позволяет улучшить геометрические и термодинамические характеристики вихревых труб.

Реализация результатов работы.

Разработана техническая документация, изготовлено и внедрено 4 типоразмера адиабатных вихревых труб с диаметром в сопловом сечении от 0,055 до 0,186 м. Вихревые трубы используются в качестве холодильных агрегатов на испытательных стендах.

Апробация работы.

Основные положения диссертационной работы были доложены и обсуждены: на XXXII научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, сотрудников и аспирантов Харьковского авиационного института, г. Харьков, 1975 г.; на II Всесоюзной научно-технической конференции по исследованию вихревого эффекта и его применению в технике, г. Куйбышев, 1975 г.; на XXXIII научно-технической конференции профессорско-преподавательского состава, сотрудников и аспирантов Харьковского авиационного института, г. Харьков, 1976 г.; на III Всесоюзной научно-технической конференции по исследованию вихревого эффекта и его применению в технике, г. Куйбышев, 1979 г.

Публикации.

По теме диссертации опубликовано 3 статьи и получено одно авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем диссертации.

Диссертация изложена на 125 страницах машинописного текста, иллюстрируется 38 рисунками, содержит 3 таблицы и состоит из введения, пяти глав, заключения, списка использованной литературы из 63 наименований и приложений.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе сделан обзор основных экспериментальных и теоретических работ, посвященных энергетическому разделению газа в вихревых трубах. Рассмотрены конструктивные решения наиболее эффективных вихревых труб, а также геометрические особенности их основных элементов. Отмечено, что существующие инженерные методики расчета вихревых труб носят, как правило, стати-

стический характер и справедливы для сравнительно узкого геометрического и режимного диапазонов. Далеки также от совершенства и теоретические методы расчета, основанные на тех или иных упрощающих предположениях.

Из анализа литературы следует, что создание метода обобщения имеющихся результатов и дальнейшее совершенствование вихревой трубы возможно только при наличии уточненной модели явления, отвечающей действительной картине течения в ее основных элементах и связям термодинамических параметров в горячем участке.

Во второй главе представлены результаты исследования внутренней газодинамики адиабатных вихревых труб с цилиндрическим и диффузорным горячими участками диаметром в сопловом сечении 0,1 м при степени расширения $\Pi_x = 6$. С целью уменьшения искажения характеристик закрученного потока исследование радиального распределения параметров по длине горячего участка и в сопловом сечении осуществлялось разными способами. В первом случае использовался ориентируемый комбинированный насадок λ - потока и температуры, вводимый с помощью координатника поворота и погружения через радиальные отверстия в стенке горячего участка; для исследования распределения параметров в сопловом сечении применялись радиально перемещаемые неориентируемые Г-образные насадки давления и температуры торможения, вводимые через отверстие диафрагмы. Насадки давления торможения имели нечувствительность к углу потока в пределах $\pm 23^\circ$. Измерение статического давления в сопловом сечении осуществлялось посредством пятнадцати дренажных отверстий диаметром $5 \cdot 10^{-4}$ м, выполненных в диафрагме, пять из которых позволяли измерять давление в канале сопла, а десять - в пределах радиуса тела диафрагмы.

Насадок λ - потока тарировался в аэродинамической трубе в диапазоне приведенных скоростей $0,1 \leq \lambda \leq 0,95$. Для насадков температуры торможения были установлены коэффициенты восстановления температуры.

В результате траверсирования были измерены основные термогазодинамические параметры по радиусу - рис. 1 и углы потока в плоскости, параллельной оси горячего участка. Обработка и анализ полученных результатов показали, что эпюры тангенциальных скоростей в общем виде могут быть описаны тремя типами вихрей: $\omega_\varphi r = \text{const}$ - в периферийной части горячего участка, асимптотически приближающаяся к закону $\omega_\varphi / r = \text{const}$ в приосе-

вой области и переходным типом вихря в диапазоне $\bar{r} = 0,4 \dots 0,8$. В наиболее явном виде закон $W_{\varphi} r = \text{const}$ существует в сопловом сечении в интервале $\bar{r} = 1,0 \dots 0,8$; по мере перемещения к дросселю в этой области появляются черты эпюры скоростей, характерной для пограничного слоя и последняя приобретает вид parabолы с максимумом скоростей, приходящимся на значения $\bar{r} = 0,70 \dots 0,83$ в начале горячего участка и $\bar{r} \approx 0,6$ в конце, перед дросселем. Осовой градиент приведенных тангенциальных скоростей достигает 8% на калибр.

Максимум осевых скоростей приходится на значения $\bar{r} = 0,0$ и $\bar{r} \approx 0,9$. Граница перемены знака направления вектора осевых составляющих абсолютной скорости соответствовала в эксперименте значению $\bar{r} = 0,55 \dots 0,60$ в начальных сечениях и $\bar{r} = 0,50 \dots 0,52$ - в дроссельных.

Численное интегрирование измеренных параметров потока по уравнению расхода

$$m_i = 2\pi \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \int_{r_{w_x=0}}^R q_r(\lambda) \frac{P^*}{\sqrt{T^*}} \cos(w; w_x) r dr \quad (2.1)$$

с привлечением газодинамических функций и углов потока по площади кольцевого канала, ограниченного радиусом горячего участка и радиусом границы перемены знака направления осевого вектора скорости, показало на существование значительного отрицательного градиента массы периферийного потока по длине. Аппроксимирующее уравнение изменения массы потока по длине горячего участка, приведенной к массе газа, поступающей через сопловой аппарат, может быть представлено в виде

$$\bar{m} = \frac{m_i}{m_o} = \exp(-0,124 \mu \bar{x}) \quad (2.2)$$

Откуда следует, что (вне зависимости от μ) 33% убыли массы потока из периферийной области приходится на первую четверть эффективной длины горячего участка, а 50% убыли происходит в пределах 37% длины. Средние значения радиальной составляющей абсолютной скорости, вычисленные по уравнению

$$W_r = \Delta m_i / 2\pi \int_{x_1}^{x_2} r_{w_x=0} \rho_{w_x=0} dx \quad (2.3)$$

не превысили (при $\mu = 0,7$) величины $0,4 \dots 0,6\%$ от $W_{y \max}$ для интервала между сечениями $X_I - X_2$. Причем большие значения W_r соответствуют начальным сечениям горячего участка.

Для анализа степени совершенства процесса энергетического разделения использовалось уравнение изэнтропного температурного к.п.д., представляющее собой выражение

$$\eta_s^T = \frac{\Delta T}{\Delta T_s} = \frac{T_* - T_k}{T_* - T_{ks}} \quad (2.4)$$

В качестве начальных и конечных расчетных параметров расширения при анализе использовались давления и температуры торможения на радиусах $\bar{r}_1 = 0,9$ и $\bar{r}_2 = 0,5$ в различных сечениях горячего участка. Расчет по уравнению

$$\eta^* = \frac{T_1^* - T_2^*}{T_1^* [1 - (P_2^*/P_1^*)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]} \quad (2.5)$$

показал, что изэнтропийная температурная эффективность процесса расширения в радиальном направлении находится в пределах

$\eta^* = 0,7 \dots 0,28$, монотонно уменьшаясь от соплового сечения к дроссельному при $\mu = \text{const}$. При изменении μ от $0,3$ до $0,7$ η^* в сопловом сечении изменяется от $0,70$ до $0,46$, а в III сечении — от $0,52$ до $0,28$.

В ходе экспериментов было выявлено влияние изменения геометрии горячего участка на профиль тангенциальных скоростей и изменение температурной эффективности. Так, в сопловом сечении — рис. 2 — при установке спрямляющей крестовины перед дросселем горячего потока и замене цилиндрического горячего участка на диффузорный со спрямляющей решеткой перед дросселем максимум тангенциальной скорости смещается к периферии, увеличивается скорость истечения из соплового аппарата и уменьшается уровень тангенциальных скоростей на нижних радиусах. Одновременно происходит увеличение η^* и η_x . Так, при замене цилиндрического горячего участка диффузорным η^* в сопловом сечении (при $\mu = 0,3$) возросло на 6% и достигло величины $\eta^* = 0,74$. Одновременно возросла температурная эффективность вихревой трубы η_x на 10% . Дальнейший анализ показал, что возрастание η^* связано с уменьшением потерь в вихревой камере. Относительная величина

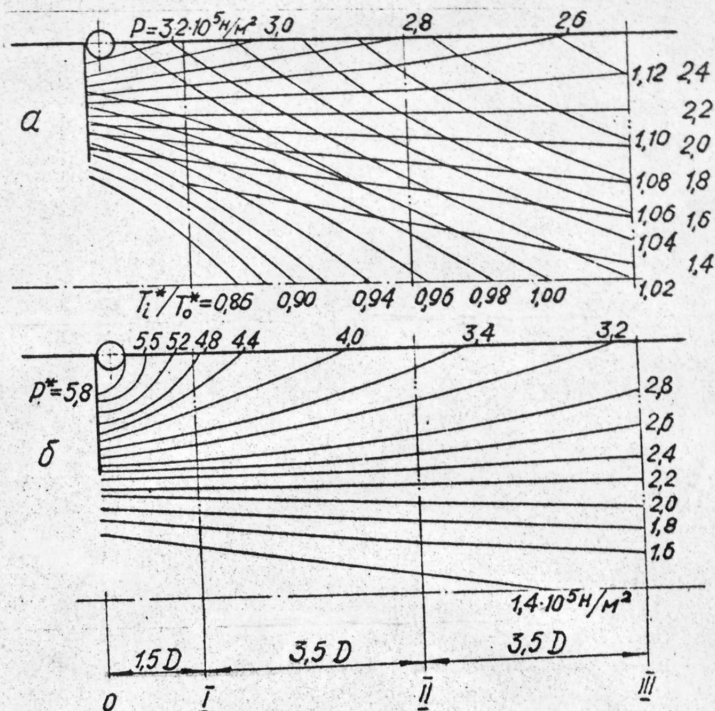
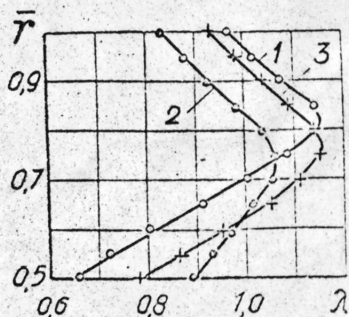


Рис.1. Картина изобар статических давлений и приведенных температур торможения (а), давлений торможения (б) внутри горячего участка вихревой трубы: $P_0^* = 6,0 \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$; $\mu = 0,5$; $\bar{\alpha} = 0,5$; $\bar{X} = 12,5$.

Рис.2. Зависимость радиальной эшоры тангенциальных скоростей в сопловом сечении вихревой трубы от конструкции горячего участка: I - диффузорный, 2 - цилиндрический, 3 - цилиндрический с крестовиной перед дросселем; $\mu = 0,3$; $P_x = 6,0$; $\bar{\alpha} = 0,5$.



этих потерь может быть вычислена из уравнения

$$\zeta_k = 2 \bar{K} Q,$$

где $\bar{K}$ - коэффициент вихревых потерь, зависящий от радиального градиента циркуляции тангенциальной скорости и турбулентной структуры закрученного потока;

Q - коэффициент перераспределения теплоперепада (степень реактивности) в вихревой трубе.

В третьей главе выполнено аналитическое исследование процесса расширения газа в двух типах вихрей - свободном и вынужденном, а также сделан анализ основных видов потерь в вихревой трубе.

Показано, что коэффициент перераспределения теплоперепада $Q = h_k / h_s$ при расширении в обоих типах вихрей зависит только от величины относительного радиуса отверстия диафрагмы $Q = 1 - \bar{r}^2$, а для вынужденного - $Q = (1 - \bar{r}^2) (2 - \bar{r}^2)^{-1}$. В реальных вихревых трубах, как показал эксперимент, из-за существования в сопловом сечении обоих типов вихрей зависимость степени перераспределения теплоперепада от приведенного радиуса может быть аппроксимирована уравнением $Q = (1,5 - 2 \bar{r}^2) \times (2 - \bar{r}^2)^{-1}$. Полученное уравнение позволяет легко устанавливать скорость истечения из соплового аппарата при изменении конструктивных и режимных параметров вихревой трубы по уравнению

$$\lambda_c = \lambda_s \sqrt{1 - Q}, \quad (3.1)$$

где λ_s - приведенная изоэнтропийная скорость истечения, определяемая по величине располагаемой степени расширения P_x / P_0^* .

Теоретический анализ показал, что температурная эффективность изоэнтропийного процесса расширения в вынужденном вихре также определяется только величиной приведенного радиуса отверстия диафрагмы и может быть представлена в виде зависимости

$$\eta_s = 2 \frac{1 - \bar{r}^2}{2 - \bar{r}^2} = 2Q. \quad (3.2)$$

В реальном процессе, кроме потерь кинетической энергии с выходной скоростью, определяемых уравнением (3.2), имеют место, как это отмечалось во второй главе, вихревые потери, обусловленные непостоянством циркуляции, а также потери в сопловом аппарате. С учетом этого уравнение температурой эффективности, определяемой величинами коэффициентов потерь на различных этапах процесса расширения, может быть представлено в виде

$$\eta_x = 1 - (\zeta_c + \zeta_v + \zeta_e) \quad (3.3)$$

или

$$\eta_x = 1 - [(1-\varphi^2)(1-Q) + 2KQ + (1-2Q)]. \quad (3.4)$$

Следует отметить, что в коэффициент потерь в сопловом аппарате ζ_c входят не только потери на трение, определяемые величиной φ и зависящие от размеров канала сопла, но и концевые, кромочные, волновые, а также потери от парциальности, зависящие от режима работы вихревой трубы и конструктивного оформления соплового аппарата. Расчеты показали, что при уменьшении геометрических размеров вихревой трубы от $1 \cdot 10^{-1}$ до $5 \cdot 10^{-3}$ м коэффициент ζ_c изменяется от $\varphi = 0,98$ до $\varphi = 0,87$ и соответственно $\zeta_{c\varphi}$, обусловленный этим вид потерь, — от 1,6% до 9,5%. Экспериментально установлено, что потери от парциальности в спиральных сопловых аппаратах могут быть аппроксимированы зависимостью $\zeta_{ce} = 0,12 - 0,2 \lg n$. Т.е., для вихревой трубы с одноканальным сопловым аппаратом потери от парциальности ζ_{ce} дополнительно составят 12%.

Оказалось, что коэффициент K , входящий в уравнение (3.4), меняется по радиусу горячего участка и зависит от радиального положения экстремума на радиальной эпюре тангенциальных скоростей. Эта зависимость в диапазоне $\mu = 0,3 \dots 0,5$ в сопловом сечении может быть аппроксимирована уравнением

$$K = 0,5 \left(r_{\varphi} / r_{\varphi \max} \right)^{3,2}, \quad (3.5)$$

где r_{φ} и $r_{\varphi \max}$ — текущее значение радиуса и значение r_{φ} соответствующее экстремуму тангенциальной скорости на радиальной эпюре.

Из уравнения (3.5) видно, что потери в вихревой камере при прочих равных условиях будут тем меньше, чем "выше" радиус экстремума тангенциальных скоростей. Этим обстоятельством можно объяснить повышение температурной эффективности диффузорных вихревых труб.

Подстановка коэффициентов ψ , Q , K , полученных экспериментально, дает зависимость $\eta_x = f(\bar{d})$, которая в диапазоне $0,4 \leq \bar{d} \leq 0,6$ имеет вид уравнения

$$\eta_x / \eta_{x \bar{d}=0,5} = 2,3 \frac{1 - \bar{d}^2}{2 - \bar{d}^2}. \quad (3.6)$$

В четвертой главе выполнено исследование влияния основных геометрических параметров на температурную эффективность вихревой трубы. Рассмотрено влияние площади отверстия диафрагмы и соплового аппарата на характеристики вихревой трубы при изменении ее режима работы по μ .

Экспериментально установлено, что увеличение относительного расхода холодного потока сказывается на изменении расхода воздуха, проходящего через сопловой аппарат. Функция расхода в сопловом аппарате связана с функцией расхода в отверстии диафрагмы следующим соотношением

$$\gamma(\tilde{\lambda}_x) / q(\lambda_1) = (\bar{f} / \bar{d}) \pi_x \sqrt{T_x^* / T_0^*} \mu, \quad (4.1)$$

где $\tilde{\lambda}_x$ — среднемассовая осевая скорость в отверстии диафрагмы,

λ_1 — скорость в критическом сечении соплового аппарата.

Уравнение (4.1) хорошо описывает характер экспериментальной зависимости $\bar{G}_0 = G_0 \mu = \mu_1 / G_0 \mu = 0 = f(\tilde{\lambda}_x)$ в диапазоне изменения $0 \leq \tilde{\lambda}_x \leq 1,0$.

Изменение $\tilde{\lambda}_x$ от 0,0 до 0,5 приводит к изменению $q(\lambda_1)$ на 2%, λ_1 — на 7,5% и уменьшению температурной эффективности вихревой трубы на 5%. Анализ показал, что значениям $\tilde{\lambda}_x \leq 0,5$ соответствуют оптимальные площади сопловых аппаратов, экспериментально установленные другими авторами при $\pi_x \leq 6,0$ и $\bar{d} \approx 0,5$. Это позволяет оптимизировать характеристики вихревой трубы изменением ее геометрии в широком диапазоне степеней расширения и относительных расходов холодного потока.

Влияние конструкции соплового аппарата на температурную эффективность вихревой трубы обусловлено изменением $\bar{\gamma}$. При использовании спиральных вводов геометрическое и эффективное значения $\bar{\gamma}$ (а, следовательно, и $\bar{d}$) совпадают. При использовании сопловых аппаратов с тангенциальными каналами величина радиуса ввода газа в вихревую камеру уменьшается на величину половины высоты канала сопла, увеличивая соответственно эффективную величину $\bar{d}$. Выражение, устанавливающее эту зависимость для сопловых аппаратов с прямоугольными соплами ($h/\delta = 1/2$), имеет вид

$$\bar{d}_a = \bar{d} (1 - 0,2\sqrt{1/n})^{-1}. \quad (4.2)$$

Откуда видно, что при $n=1$ и $\bar{d}=0,5$ эффективный приведенный диаметр отверстия диафрагмы $\bar{d}_a = 0,625$, а при $n=\infty$ (спиральный сопловый аппарат) $\bar{d} = \bar{d}_a = 0,5$. Сравнение с экспериментом показало полную сходимость $\eta_x = f[\bar{d}_a = \varphi(n)]$. В более общем виде для любого типа соплового аппарата в зависимости от действительного угла выхода потока α_1 связь между эффективным и геометрическим приведенными диаметрами отверстия диафрагмы может быть установлена посредством уравнения

$$\bar{d}_a = \bar{d} / \cos \alpha_1.$$

Приводятся результаты исследования короткой диффузорной вихревой трубы диаметром 0,1 м с частичной рециркуляцией горячего потока – рис. 3 – на предмет оптимизации геометрии спрямляющей крестовины и аэродинамической "решетки", образованной струями рециркулирующего газа. Установлены оптимальные размеры диаметра кольцевого дефлектора, диаметра рециркуляционного патрубка и суммарная площадь выпускных щелей в рециркуляционном патрубке. Работа проводилась на вихревой трубе диаметром 0,1 м с $\bar{d}_a = 0,5$; $f = 0,1$ и четырехканальным спиральным сопловым аппаратом. При поиске оптимума использовался симплексный метод оптимизации. Установлены оптимальный диаметр кольцевого дефлектора $d_{\text{дефл.}} = 0,8 D$ и относительная площадь выпускных щелей в рециркуляционном патрубке $f_{\Sigma p} / f_p = 0,8$.

Предложенная конструкция адиабатной вихревой трубы отличается простотой конструкции, минимальной длиной, не имеет специальных громоздких раскруточных диффузоров, обладает соизмеримой температурной эффективностью в области $\mu = 0,2 \dots 0,3$ и выше на 10...30% в области $\mu = 0,5 \dots 0,6$ по сравнению с

лучшими адиабатными вихревыми трубами. Графики зависимости $\eta_x = f(\mu)$ для двух значений $\bar{d}_0$ вихревой трубы с рециркуляцией горячего потока представлены на рис. 4.

В пятой главе приводится методика расчета основных термогазодинамических характеристик вихревой трубы в широком диапазоне геометрических и режимных параметров.

Схема термогазодинамического расчета вихревой трубы сводится к следующему:

1. Принимается величина приведенной средней скорости истечения холодного потока из отверстия диафрагмы - $\tilde{\lambda}_x$.

2. Вычисляется площадь отверстия диафрагмы из уравнения

$$f_0 = \frac{G_x \sqrt{T_x^*}}{m_{kp} y(\tilde{\lambda}_x) P_x}.$$

3. Вычисляется диаметр отверстия диафрагмы - d .

4. Из соображений режима работы по μ принимается величина эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы - $\bar{d}_0$.

5. Принимается тип соплового аппарата, рассчитывается средний радиус ввода газа в вихревую камеру или угол выхода потока из соплового аппарата, рассчитывается геометрический приведенный диаметр отверстия диафрагмы - $\bar{d}$.

6. Определяется диаметр горячего участка в сопловом сечении.

7. Температурная эффективность процесса рассчитывается исходя из значения максимально достигнутого η_x лучших вихревых труб и уточняется соответствующими коэффициентами

$$\eta_x = 0.62 \bar{\eta}_c \bar{\eta}_\epsilon \bar{\eta}_t \bar{\eta}_\mu \bar{\eta}_d,$$

где $\bar{\eta}_c$, $\bar{\eta}_\epsilon$, $\bar{\eta}_t$, $\bar{\eta}_\mu$, $\bar{\eta}_d$ - соответственно коэффициенты, учитывающие потери в сопловом аппарате, потери от парциальности ввода газа, учитывающие тип вихревой трубы, режим ее работы, величину эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы.

8. Необходимая степень расширения вычисляется из уравнения

$$1/\pi_x = (1 - \Delta T_x^*/T_0^* \eta_x)^{\frac{k}{k-1}}.$$

9. Вычисляется давление торможения потока на входе в сопловый аппарат $P_0^* = P_x \pi_x$.

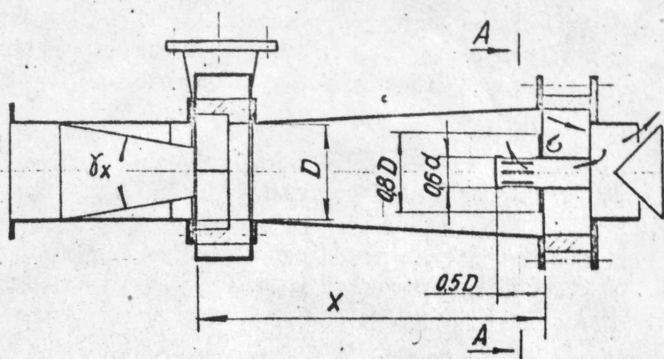
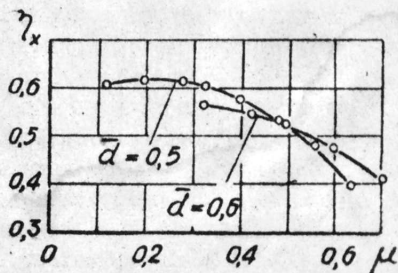


Рис. 3. Схема диффузорной вихревой трубы с частичной рециркуляцией горячего потока : $X = 3,5 D$; $\gamma_x = 8...12^\circ$; $\gamma_T = 3...4^\circ$.



Рис. 4. Характеристика температурной эффективности диффузорной вихревой трубы с частичной рециркуляцией горячего потока.



10. По располагаемой степени расширения с помощью таблиц газодинамических функций находится приведенная изоэнтропийная скорость истечения - λ_c .

11. Вычисляется степень перераспределения теплорепасада в вихревой трубе из уравнения

$$Q = (1.5 - 2\alpha_2^2) (2 - \alpha_2^2)^{-1}.$$

12. Вычисляется величина приведенной скорости истечения из соплового аппарата по формуле (3.1); по таблицам газодинамических функций находится функция $q(\lambda_c)$.

13. Вычисляется массовый расход газа, проходящего через сопловый аппарат, из уравнения $G_c = G_x / \mu$.

14. Вычисляется площадь соплового аппарата из уравнения расхода

$$f_{zc} = \frac{G_c \sqrt{T_c^*}}{m_{kr} p_c^* q(\lambda_c) \mu_c};$$

где μ_c - коэффициент расхода соплового аппарата.

15. Рассчитывается приведенная площадь соплового аппарата; вычисляются размеры и количество каналов сопла.

ВЫВОДЫ

1. Проведенное исследование позволило уточнить схему формирования холодного потока. Показано, что холодный поток образуется в процессе экспоненциальной "фильтрации" из периферийного потока в пределах эффективной длины горячего участка со средними, скоростями, составляющими величину 0,4...0,6% от максимальной тангенциальной скорости в данном сечении.

2. На основании выявленных особенностей течения в горячей трубке предложена теоретическая модель механизма энергообмена в вихревой трубке, позволяющая расчленить сумму потерь на линии расширения газа на отдельные составляющие, а именно: потери в сопловом аппарате, потери в вихревой камере, потери с выходной скоростью.

3. Показано, что потери в вихревой камере обусловлены циркуляционным характером течения закрученного потока и пропорциональны величине радиального градиента циркуляции тангенциальной скорости. Установлено, что повышение температурной эффективности

диффузорных вихревых труб обусловлено уменьшением радиального градиента циркуляции тангенциальной скорости и снижением вихревых потерь.

4. Использовано понятие эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы. Получена аналитически и экспериментально подтверждена зависимость потерь располагаемой энергии с тангенциальной составляющей скорости от величины эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы. Показана зависимость эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы от конструкции соплового аппарата и режима истечения из сопел.

5. Статистическая обработка экспериментальных результатов, полученных в работе, и данных других авторов показала, что минимум потерь с осевой составляющей выходной скорости холодного потока соответствует значению приведенной средней скорости истечения холодного потока из отверстия диафрагмы $\bar{\alpha}_x \leq 0,5$.

6. Для вихревых труб установлена зависимость скорости истечения из соплового аппарата от коэффициента перераспределения теплоперепада, который зависит от величины эффективного приведенного диаметра отверстия диафрагмы и может быть вычислен из уравнения $Q = (1,5 - 2 \bar{\alpha}_x^2) / (2 - \bar{\alpha}_x^2)$.

7. Выполнено исследование и рекомендована оптимальная геометрия неохлаждаемой короткой диффузорной вихревой трубы с частичной рециркуляцией горячего потока, обладающей лучшими габаритными и термодинамическими характеристиками.

8. Разработанная методика термогазодинамического расчета вихревых труб, построенная на учете основных видов потерь, применима при моделировании вихревых труб в широком диапазоне их геометрических размеров и параметров расширяемого газа.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. А.с. 494571 (СССР). Вихревая труба / В.А. Высочин - опубл. в Б.И., 1975, № 5.

2. Борисенко А.И., Высочин В.А., Сафонов В.А. Исследование параметров внутри вихревой трубы. - В сб. Самолетостроение. Техника воздушного флота. Вып. 40, Харьков: Вища школа, 1976, с. 45-48.

3. Высочин В.А. О связи параметров потока в сопловом сечении с режимом работы вихревой трубы. - В сб. Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы II Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев: КуАИ, 1976, с. 57-62.

4. Борисенко А.И., Высочин В.А., Сафонов В.А. О связи внешних характеристик вихревой трубы с видами воздействия на поток в горячем участке. - В сб. Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы II Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев: КуАИ, 1976, с. 62-67.



Л-86682. Подп. к печ. 22.10.81 г. Заказ 1384. Объем 1п.л.

Тираж 100 экз. Беспл.

Ротапринт МВТУ 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, д.5.