

ВИХРЕВЫЕ АППАРАТЫ



Москва
«Машиностроение»

1985

А. Д. Суслов, С. В. Иванов, А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков

Рецензент д-р техн. наук А. В. Быков

Вихревые аппараты/А. Д. Суслов, С. В. Иванов,
В54 А. В. Мурашкин, Ю. В. Чижиков. — М.: Машино-
строение, 1985. — 256 с., ил.

В пер. 1 р. 10 к.

В книге изложены принцип действия, методы расчета и конструирования вихревых аппаратов, используемых для охлаждения и нагревания газов, сепарации двухфазных сред, разделения газовых смесей и вакуумирования. Даны рекомендации по выбору рациональных размеров вихревых аппаратов и их элементов, изготовлению, испытанию и эксплуатации вихревых аппаратов, рассмотрены пути совершенствования их конструкций. Выполнен анализ теплотехнических систем, основанных на использовании вихревого эффекта и применяемых в различных отраслях народного хозяйства. Даны рекомендации по улучшению характеристик этих систем.

Книга рассчитана на инженерию-технических и научных работников, занятых проектированием и эксплуатацией систем кондиционирования и термостатирования, разработкой и эксплуатацией установок для охлаждения и нагревания различных устройств.

В 2801020000-529
038(01)-85

Свод. пл. подписн. изд. 1985 г.

ББК 31.39
6П5.7

Вихревой эффект, заключающийся в снижении температуры в центральных слоях закрученного потока газа, обнаружен инженером Ж. Ранком в 1931 г. Однако всестороннее изучение этого явления было начато после второй мировой войны. В 1946 г. физик Р. Хильш опубликовал результаты исследования вихревой трубы, а также рекомендации по ее изготовлению и эксплуатации. С начала 50-х гг. и до настоящего времени ежегодно публикуются десятки работ, посвященных углубленному исследованию вихревого эффекта и его практическому использованию в различных отраслях техники.

В Советском Союзе работы по созданию и исследованию вихревых аппаратов начаты в конце 40-х годов, первые существенные результаты получены в начале 50-х годов. Под руководством М. Г. Дубинского созданы и исследованы вихревые вакуум-аппараты, под руководством В. С. Мартыновского проведены интересные исследования, направленные на повышение эффективности вихревых труб, В. М. Бродянским и А. В. Мартыновым детально исследованы охлаждаемые вихревые трубы. Начаты исследования вихревых сепараторов природного газа. Наибольший вклад в развитие теории, методов расчета и конструирования вихревых аппаратов внес А. П. Меркулов. Работы руководимой им с 1958 г. проблемной лаборатории обеспечили советской научной школе лидирующее положение в области вихревого эффекта. Эти работы способствовали формированию современного понимания вихревого эффекта, успешному началу промышленного применения вихревых аппаратов.

В последние годы значительно расширился круг исследователей, занятых изучением и совершенствованием вихревых аппаратов. КПД последних удалось по-

высить в 1,5 раза по сравнению с КПД аппаратов, разработанных в конце 60-х годов. Созданы аппараты для фазового и компонентного разделения смесей. Доказана возможность осуществления процесса ректификации в вихревых трубах. Возрос интерес к промышленному использованию вихревых аппаратов.

Известно, что КПД вихревого охладителя ниже КПД паровой холодильной машины, что коэффициент извлечения для вихревого ректификатора ниже, чем для колонн двукратной ректификации. Но из этого не следует делать вывод, что основной областью применения вихревого эффекта является утилизация энергии, теряемой в традиционных технологических процессах. Использование вихревого эффекта придает новые качества технологическим системам, такие, как быстродействие, мобильность, компактность, предельная простота изготовления и эксплуатации. Именно это определило широкую область применения вихревых аппаратов. В ряде случаев использование последних продиктовано неработоспособностью других устройств в конкретных условиях эксплуатации.

Для успешного применения вихревого аппарата необходимо глубокое понимание протекающих в нем процессов. В связи с этим авторы стремились подбирать материал так, чтобы достаточно полно осветить специфику работы наиболее прогрессивных конструкций аппаратов. Значительное внимание уделено путям повышения эффективности вихревых охладителей и аппаратов. Приведенные рекомендации по проектированию, расчету и изготовлению позволят создавать аппараты с характеристиками, полученными в последние годы в наиболее совершенных конструкциях.

ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВИХРЕВОГО ЭФФЕКТА

1.1. Принцип действия вихревого холодильно-нагревательного аппарата

Вихревой холодильно-нагревательный аппарат представляет собой простое устройство (рис. 1). Сжатый газ вводится тангенциально в камеру разделения 1 через сопловой аппарат 2. Из камеры разделения вытекают охлажденный поток через отверстие диафрагмы 3 и нагретый поток через дроссель, образованный торцом камеры и конусом 4. Меняя положение конуса, можно изменять площадь проходного сечения дросселя, т. е. регулировать расход нагретого, а следовательно, и охлажденного потоков. К основным геометрическим характеристикам аппарата относятся диаметр D_0 камеры разделения в сопловом сечении, длина L камеры разделения, диаметр D_x отверстия диафрагмы и угол α конусности камеры разделения.

Первые вихревые холодильно-нагревательные аппараты имели камеру разделения в виде протяженного участка цилиндрической трубы; поэтому их стали называть вихревыми трубами. Стремление к повышению эффективности процесса привело к усложнению конструкции аппарата. В большинстве случаев изменилась и геометрическая форма самой камеры разделения. Однако исторически сложившееся название «вихревая труба» сохранилось.

Образование охлажденного и нагретого потоков является результатом перераспределения энергии входящего в вихревую трубу сжатого газа. При отсутствии теплообмена с окружающей средой суммарное количество энергии охлажденного и нагретого потоков по закону сохранения энергии равно количеству энергии поступающего газа, т. е.

$$G_c i_c = G_x i_x + G_r i_r, \quad (1)$$

где $G_c = G_x + G_r$ — расход сжатого газа, кг/с; G_x , G_r — расход соответственно охлажденного и нагретого по-

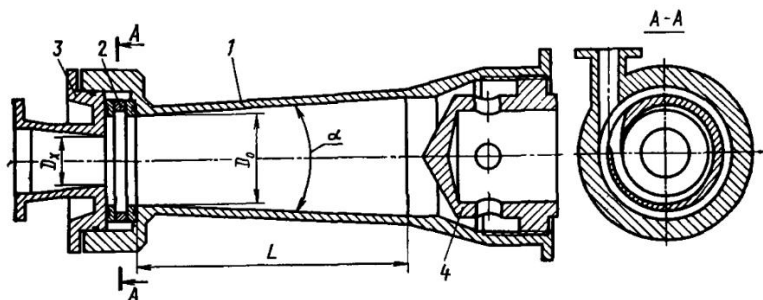


Рис. 1. Вихревой холодильно-нагревательный аппарат

токов, кг/с; i_c , i_x , i_r — удельная энтальпия соответственно сжатого, охлажденного и нагретого потоков газа, Дж/кг.

Используя известное выражение $i = c_p T$, уравнение материального баланса и пренебрегая изменением удельной теплоемкости c_p газа, можно получить уравнение, связывающее эффекты охлаждения и нагревания газа в вихревой трубе с расходом одного из выходящих потоков:

$$\mu \Delta T_x = (1 - \mu) \Delta T_r; \quad (2)$$

здесь $\mu = G_x / G_c$ — относительный расход (доля) охлажденного потока; $\Delta T_x = T_c - T_x$ — эффект охлаждения охлажденного потока; $\Delta T_r = T_r - T_c$ — эффект нагревания нагретого потока; T_c , T_x и T_r — температура соответственно сжатого газа, охлажденного и нагретого потоков, К.

Для большей части конструкций современных вихревых труб нельзя пренебрегать теплообменом с окружающей средой. В ряде случаев специально предусмотрено интенсивное охлаждение стенок камеры разделения. Тогда

$$\mu \Delta T_x = (1 - \mu) \Delta T_r + q_{охл} / c_p,$$

где $q_{охл} = Q_{охл} / G_c$ — удельный тепловой поток, Дж/кг [$Q_{охл}$ — тепловой поток от стенок камеры в окружающую (охлаждающую) среду, Вт]; c_p — удельная массовая теплоемкость, Дж/(кг·К).

Зависимости $\Delta T_x = f_1(\mu)$ и $\Delta T_r = f_2(\mu)$ называют характеристиками вихревой трубы (рис. 2). Другие важ-

ные характеристики — удельные холодо- и теплопроизводительность — соответственно:

$$q_x = \mu \Delta T_x c_p; \quad q_r = (1 - \mu) \Delta T_r c_p. \quad (3)$$

При проектировании вихревой трубы в зависимости от заданных условий работы определяющие размеры аппарата рассчитывают, исходя из режима максимального охлаждения или режима максимальной холодопроизводительности. При неохлаждаемой камере разделения ΔT_x достигает максимума при $\mu = 0,2 \dots 0,4$ (рис. 2, а), а $\mu \Delta T_x$ — при $\mu \approx 0,6$ (рис. 2, б). Аппараты с охлаждаемой камерой обычно разрабатывают на режим максимальной холодопроизводительности, которому соответствует $\mu = 0,7 \dots 0,9$; поэтому при $\mu < 0,6$ вихревая труба с охлаждаемой камерой менее эффективна, чем неохлаждаемая вихревая труба. При прочих равных условиях охлаждение стенок камеры разделения всегда сопровождается понижением температуры охлажденного потока, но влияние охлаждения на температуру T_x снижается при уменьшении μ .

Для обобщения оценки эффективности вихревых труб используют безразмерные величины — коэффициент температурной эффективности η_T и адиабатный КПД η .

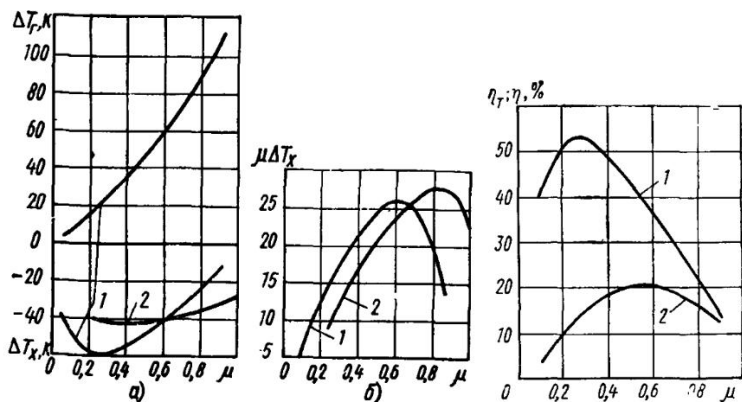


Рис. 2. Характеристики вихревой трубы с неохлаждаемой (кривая 1) и охлаждаемой (кривая 2) камерами разделения

Рис. 3. Зависимость η_T (кривая 1) и η (кривая 2) от μ ($p_c = 0,6$ МПа; $p_x = 0,1$ МПа; $T_c = 300$ К)

Коэффициент температурной эффективности представляет собой отношение получаемого эффекта охлаждения ΔT_x к эффекту охлаждения ΔT_s при изоэнтропийном расширении газа с параметрами p_c и T_c до давления охлажденного потока:

$$\eta_T = \frac{\Delta T_x}{\Delta T_s} = \frac{\Delta T_x}{T_c [1 - (1/\varepsilon)^{(k-1)/k}]}, \quad (4)$$

где $\varepsilon = p_c/p_x$ — степень расширения газа в вихревой трубе (p_c и p_x — давление сжатого газа и охлажденного потока); T_c — температура сжатого газа; k — показатель адиабаты.

Адиабатный КПД равен отношению реальной холодопроизводительности к максимально возможной в идеальном процессе расширения с отдачей работы:

$$\eta = \mu \Delta T_x / \Delta T_s. \quad (5)$$

На рис. 3 в качестве примера приведены зависимости η_T и η от μ для вихревой трубы с неохлаждаемой камерой. В настоящее время для лучших аппаратов по эффекту охлаждения $\eta_T = 0,7$ и $\eta = 0,32$.

Процесс температурного разделения сжатого газа в вихревой трубе происходит в сложном газодинамическом режиме, который предопределяет еще не совсем ясный механизм перераспределения энергии между охлажденным и нагретым потоками. Утвердившееся представление о процессе энергетического разделения основано на результатах экспериментальных исследований закрученного потока. Определяющую роль в формировании этого представления сыграли работы профессора А. П. Меркулова, выполненные в 60-е годы [16]. В последующие годы были проведены многочисленные исследования, в ряде случаев с использованием более совершенной экспериментальной техники [5, 31, 36]. Авторам этих исследований удалось уточнить отдельные особенности процесса и значения основных параметров. Основная ценность последних работ состоит в изучении влияния отдельных конструктивных и режимных параметров на газодинамические процессы в вихревых аппаратах.

На рис. 4 показано распределение составляющих скорости движения газа по радиусу камеры трубы в трех сечениях (I, II, III) [31]; $\bar{r} = r/R_0$, $\bar{\omega}_T = \omega_T/\omega_1$,

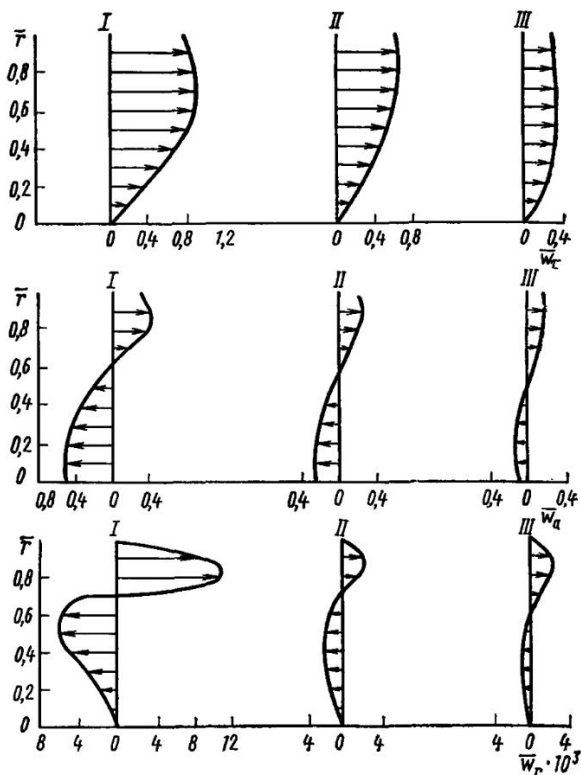


Рис. 4. Эпюры тангенциальной $\bar{w}_\tau$, осевой $\bar{w}_a$ и радиальной $\bar{w}_r$ составляющих скорости движения газа ($D_0=0,0528$ м; $D_x=0,0235$ м; $L=2$ м; $\alpha=1,72^\circ$; $\mu=0,5$):
I — $\bar{z}=0,5$; II — $\bar{z}=16$; III — $\bar{z}=36$

$\bar{w}_a = w_a/w_1$, $\bar{w}_r = w_r/w_1$, где r — текущий радиус, м; $R_0 = D_0/2$ — радиус камеры в сопловом сечении, м; w_τ , w_a , w_r — соответственно тангенциальная, осевая и радиальная составляющие скорости, м/с; w_1 — средняя скорость струи газа на выходе из соплового ввода, м/с; $\bar{z} = 2z/D_0$ (z — расстояние от рассматриваемого сечения до диафрагмы, м).

Из рассмотрения эпюр тангенциальной составляющей скорости следует, что после истечения из соплового ввода закрученный поток образует на периферии камеры течение, близкое к потенциальному (т. е. свободному) вихрю с распределением тангенциальной ско-

рости $w_{\tau}r = \text{const.}$ В приосевой области закон близок к линейному: $w_{\tau}/r = \text{const.}$ При удалении исследуемого сечения от соплового тангенциальная скорость уменьшается. При этом возрастает отличие от закона распределения скоростей в свободном вихре и уменьшается область с распределением скоростей, близким к линейному. Около дросселя происходит практически равномерное распределение скорости по всему сечению камеры разделения.

Эпюры осевых скоростей можно разделить на две области. На границе областей $w_a = 0$. В периферийной зоне поток движется от соплового ввода к дросселю. По мере движения уменьшается осевая скорость, а граница периферийного потока смещается в сторону меньших радиусов. В приосевой области поток движется в обратном направлении. Зарождается он вблизи дросселя. Далее при движении к сопловому сечению **увеличиваются** осевая скорость и площадь поперечного сечения потока.

Радиальная составляющая скорости в периферийных слоях направлена к стенке камеры разделения, а в центральных слоях — к ее оси. Поверхность, на которой w_r меняет направление, практически совпадает с поверхностью, на которой тангенциальная составляющая скорости w_{τ} максимальна. Граница между периферийным и приосевым потоками расположена в области, где радиальная скорость направлена к оси камеры разделения.

Такое распределение тангенциальной составляющей скорости сохраняется в широкой области изменения μ [7], причем с увеличением μ возрастает w_{τ} . В некоторых работах Ю. Н. Гостинцева и А. Рейнольдса показано, что в приосевой области камеры многократно изменяется направление осевой скорости, т. е. образуется несколько перемежающихся областей прямых и обратных осевых движений.

Из приведенных данных следует, что в камере разделения существуют два закрученных в одну сторону потока. Периферийный поток движется от соплового сечения к дросселю, приосевой поток — в обратном направлении. Периферийный поток выходит из камеры через дроссель, т. е. образует нагретый поток, вытекающий из вихревой трубы. Приосевой поток выходит из камеры через отверстие диафрагмы, т. е. явля-

ется охлажденным потоком. При нормальной работе аппарата вытекающий из соплового ввода газ поступает в периферийный поток. Часть газа из периферийного потока перетекает в приосевой. Движение газа в осевом направлении сопровождается уменьшением тангенциальной составляющей скорости, а следовательно, и кинетической энергии. Можно сказать, что смещающийся к центру газ передает часть кинетической энергии газу, остающемуся в периферийном потоке.

Тангенциальная составляющая скорости w_t оказывает определяющее влияние на закон распределения давления в поперечных сечениях камеры разделения. Чем дальше от соплового сечения, тем меньше w_t и радиальный градиент давления. При удалении от соплового ввода давление на стенке камеры разделения несколько уменьшается, а на оси увеличивается. В результате в приосевой зоне возникает перепад давлений, обусловивший движение приосевого потока в направлении к диафрагме.

На рис. 5 показано изменение кинетической энергии и энтальпии торможения периферийного и приосевого потоков по длине камеры в виде зависимости $\bar{e} = e/(w^2_1/2)$ и $\bar{i} = (i - i^*_1)/(w^2_1/2)$ от $\bar{z} = z/R_0$ [76]; здесь e — средняя кинетическая энергия рассматриваемого потока, Дж; i и i^*_1 — соответственно средняя удельная энтальпия рассматриваемого потока и средняя статическая энтальпия периферийного потока в сопловом сечении, Дж/кг; z — расстояние по оси от соплового до рассматриваемого сечения. При перемещении периферийного закрученного потока вдоль камеры уменьшается его кинетическая энергия и возрастает энтальпия торможения. Как следует из графиков, прирост энтальпии более чем в 2 раза превышает ее прирост, ко-

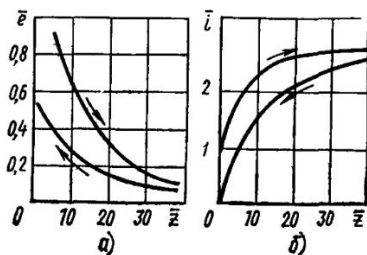


Рис. 5. Кривые изменения кинетической энергии (а) и энтальпии торможения (б) периферийного и приосевого потоков по длине камеры; стрелки соответствуют направлению осевого движения потоков ($D_0=0,0528$ м; $D_x=0,0235$ м; $L=2$ м; $\alpha=1,72^\circ$; $\mu=0,5$)

торый можно получить в процессе преобразования собственной кинетической энергии потока. Энтальпия и кинетическая энергия приосевого потока в конечных сечениях камеры разделения близки к значениям этих параметров в периферийном потоке. При движении к диафрагме увеличивается кинетическая энергия потока. Это можно объяснить тем, что по мере приближения к сопловому сечению возрастает кинетическая энергия газа, перетекающего из периферийного потока в приосевой. Уменьшение статической энтальпии превышает прирост кинетической энергии приосевого потока.

В работе [31] исследовано влияние формы и длины камеры разделения на распределение газотермодинамических параметров потока. На рис. 6 и 7 показано радиальное распределение тангенциальной составляющей скорости и относительной температуры торможения в сечениях камер с различными значениями угла конусности α , а на рис. 8 и 9 — распределение тангенциальной составляющей скорости по радиусу конических и цилиндрических камер. Под относительной температурой торможения авторы работы [31] понимают $\bar{T} = 2c_p(T_w - T)/\omega^2$, где T_w и T — температура торможения соответственно на стенке и на радиусе r . Иными словами, за $\bar{T}$ принято отношение разности температур торможения на стенке и в потоке в

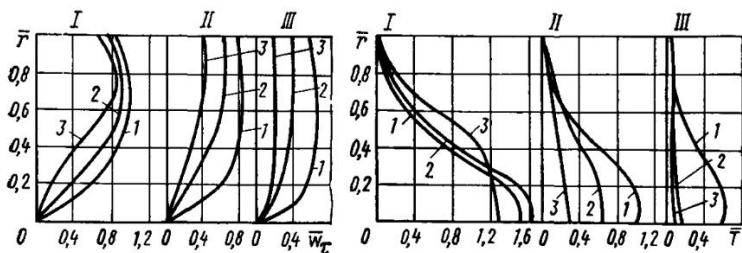


Рис. 6. Кривые распределения тангенциальной составляющей скорости по радиусу камеры ($D_0=0,0528$ м; $D_x=0,0235$ м; $L=2$ м; $\mu=0,5$):

I — $\bar{z}=0,5$; II — $\bar{z}=16$; III — $\bar{z}=36$; 1 — $\alpha=0$; 2 — $\alpha=1,7^\circ$; 3 — $\alpha=5^\circ$

Рис. 7. Кривые распределения температуры торможения по радиусу камеры ($D_0=0,0528$ м; $D_x=0,0235$ м, $L=2$ м; $\mu=0,5$):

I — $\bar{z}=0,5$; II — $\bar{z}=16$; III — $\bar{z}=36$; 1 — $\alpha=0$; 2 — $\alpha=1,7^\circ$; 3 — $\alpha=5^\circ$

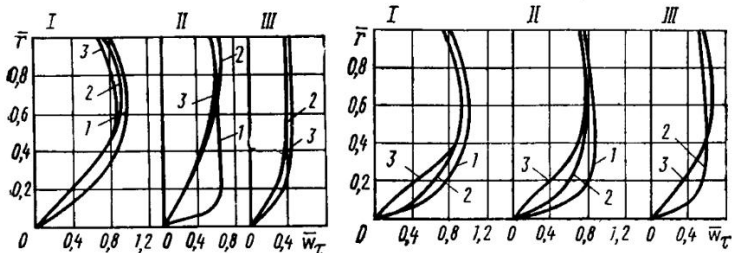


Рис. 8. Кривые распределения тангенциальной составляющей скорости по радиусу конической камеры ($D_0=0,0528$ м; $D_x=0,0235$ м; $\alpha=1,7^\circ$; $\mu=0,5$):

I — $\bar{z}=0,5$; II — $\bar{z}=16$; III — $\bar{z}=36$; 1 — $\bar{L}=17$; 2 — $\bar{L}=38$; 3 — $\bar{L}=114$

Рис. 9. Кривые распределения тангенциальной составляющей скорости по радиусу цилиндрической камеры ($D_0=0,0528$ м; $D_x=0,0235$ м; $\mu=0,5$):

I — $\bar{z}=0,5$; II — $\bar{z}=16$; III — $\bar{z}=36$; 1 — $\bar{L}=19$; 2 — $\bar{L}=38$; 3 — $\bar{L}=114$

различных сечениях к разности температуры торможения и статической температуры газа на выходе из соплового ввода.

Рассмотрим кривые на рис. 6. Увеличение угла конусности сопровождается уменьшением тангенциальной составляющей скорости во всех сечениях камеры. Это естественно, так как торможению потока способствуют не только трение газа о стенки, но и увеличение площади поперечного сечения камеры. Меньшие значения w_τ у дросселя, где начинается формироваться охлажденный приосевой поток, являются одной из причин уменьшения w_τ в потоке, вытекающем через диафрагму. В то же время в конических камерах в сечениях, удаленных от соплового, меньше радиальный градиент w_τ . Это свидетельствует о менее интенсивной передаче энергии в направлении к стенке камеры, а также о меньших значениях радиальной составляющей скорости на границе периферийного и приосевого потоков. При $\alpha=5^\circ$ значительная часть газа поступает из периферийного в приосевой поток в сечениях, близких к сопловому, т. е. приосевой поток подпитывается газом с высокими значениями w_τ . Это объясняет повышение темпа роста w_τ при $\bar{r}>0,2$ и $\bar{z}=0,5$.

Для пояснения рассмотрим кривые изменения относительной температуры торможения при $\bar{z}=0,5$ (см.

рис. 7). При $\alpha=1.7^\circ$ температура торможения ниже, чем при $\alpha=0$ при всех значениях $\bar{r}$. Увеличение угла конусности до $\alpha=5^\circ$ приводит к повышению температуры торможения на оси камеры и к снижению ее при $r>0.3$. Из сказанного следует вывод о существовании оптимального значения α , которое при заданных остальных размерах камеры является функцией μ и диаметра отверстия диафрагмы.

Сравнение кривых распределения тангенциальной составляющей скорости при $z=0.5$ показывает, что увеличение $L=L/D_0$ от 38 до 114 практически не влияет на w_τ приосевого потока в конической камере разделения (см. рис. 8). Более того, наличие перегиба кривой при $\bar{r}\approx 0.2$ свидетельствует о том, что рациональное значение $\bar{L}<38$. Из сравнения рис. 8 и 9 следует, что на одинаковом расстоянии от соплового ввода в цилиндрической камере разделения тангенциальная скорость всегда больше, чем в конической. Влияние длины камеры на профиль скоростей в приосевом потоке выявлено и при $\bar{L}>38$, т. е. при прочих равных условиях рациональное значение $\bar{L}$ существенно зависит от угла конусности камеры разделения.

Уместно вспомнить о периодически возникающих дискуссиях о том, какая камера лучше. Сторонники противоположных точек зрения опираются на экспериментальные материалы. Анализ приведенных кривых свидетельствует о том, что наилучшую конструкцию камеры нельзя выбрать без оптимизации вихревой трубы по всем конструктивным параметрам.

1.2. Обзор теоретических исследований вихревого эффекта

Как следует из п. 1.1, в простой конструкции вихревого аппарата протекают весьма сложные процессы. В камере разделения перемещаются в осевом направлении два или несколько закрученных встречных потоков. Взаимодействие потоков не поддается строгому математическому описанию. Резкое уменьшение тангенциальной составляющей скорости трудно объяснить только трением газа о стенки. Вероятно, одной из основных причин диссипации кинетической энергии являются пульсации. Последние при больших градиентах скорости и давления по радиусу и длине камеры увеличива-

ют необратимость процессов передачи кинетической энергии от одних слоев к другим. С одной стороны, протекающие в камере процессы отличаются от наиболее изученных в газодинамике вариантов турбулентных течений повышенной ролью пульсаций. С другой стороны, величину последних нельзя связать простой зависимостью с усредненной во времени скоростью. Возможно, для описания такой взаимосвязи придется использовать не одну, а несколько зависимостей, справедливых для ограниченных участков камеры. Указанные отличия затрудняют применение современных методов описания турбулентных течений к процессам, происходящим в вихревых аппаратах. До сих пор не удалось получить достаточно надежную математическую модель процессов разделения несмотря на то, что исследованием вихревого эффекта занимается большое число высококвалифицированных специалистов.

К началу теоретических исследований объем экспериментальных материалов был недостаточен для формирования даже качественной картины процессов, протекающих в камере разделения. В связи с этим первые исследователи обычно предлагали простые модели, которые давали качественное совпадение расчетных результатов с отдельными участками экспериментальных характеристик вихревой трубы. Стимулом для выдвижения новых гипотез и расчетных моделей были большие количественные расхождения результатов расчета и эксперимента, а также обнаруженные в экспериментах новые явления, которые не удавалось объяснить в рамках существующих гипотез. Простота конструкции часто рождала ложное представление о простоте процессов, происходящих в рассматриваемых вихревых аппаратах.

В 1931 г. Ж. Ранк [Пат. 743111 (Франция)] объяснял вихревой эффект наличием поля центробежных сил, в котором внутренние частицы газа сжимают внешние. При этом внутренние слои газа (расширяющиеся) охлаждаются, а периферийные — нагреваются. В 1933 г. Ж. Ранк опубликовал работу, в которой рассматривал течение вязкого нетеплопроводного газа и причиной возникновения вихревого эффекта считал появление потока кинетической энергии, вызванного внутренним трением при вязкостном взаимодействии. Силы трения приводят к формированию двух вихрей:

внутреннего (вынужденного) и периферийного (свободного).

Многочисленные теоретические и экспериментальные исследования вихревого эффекта начались после его вторичного открытия Р. Хильшем, который, как и Ж. Ранк, считал, что определяющую роль в энергетическом разделении играют силы трения между слоями газа. Действие их приводит к перестройке свободного вихря в вынужденный. Эта гипотеза получила дальнейшее развитие в работе И. А. Чарного, опубликованной в 1962 г. Факт снижения температуры торможения был объяснен передачей энергии за счет «трения, возникающего при захвате осевыми слоями периферийных, формирующих нагреваемый поток».

При современном понимании вихревого эффекта не составляет особого труда выявление недостатков рассмотренной гипотезы. В явном противоречии с предложенной моделью процесса находится тот факт, что внутренний поток при движении от дросселя к диафрагме не передает, а получает кинетическую энергию от периферийного потока. Вместе с тем этот процесс сопровождается уменьшением энтальпии внутреннего потока (см. рис. 5). Но, несмотря на несовершенство, гипотеза была одной из наиболее полезных для изучения вихревого эффекта. Она показала, что столь упрощенная зависимость для определения сил трения между слоями не позволяет получить надежную модель процесса, а также что для получения значений ΔT_x , зафиксированных в экспериментах, необходимы сверхзвуковые скорости течения газа в камере разделения. Возможность существования сверхзвукового течения ставили под сомнение большинство исследователей. Это обстоятельство стимулировало проведение замеров поля скоростей. Факт существования сверхзвукового течения потом был подтвержден экспериментально.

Гипотеза С. Д. Фултона, выдвинутая в 1950 г., также объясняет вихревой эффект перестройкой свободного вихря в вынужденный вследствие взаимодействия центробежного потока кинетической энергии и центростремительного потока тепловой энергии. При передаче энергии от центральных слоев к периферийным под действием внутреннего трения в слоях температура периферийного слоя повышается, или, другими словами, поток кинетической энергии превышает поток тепловой

энергии, который обусловлен разностью статических температур свободного и вынужденного вихрей.

Свободный вихрь С. Д. Фултон характеризовал отношением потока кинетической энергии к потоку тепловой энергии: $E/Q = 2Pr$, где Pr — критерий Прандтля. Максимальный температурный эффект $(\Delta T_x)_{\max} = \Delta T_s \times (1 - 0,5/Pr)$. Эффект охлаждения, определяемый приведенным выражением, в 4—5 раз ниже эффекта, полученного экспериментально. Это несоответствие автор объясняет заниженным значением Pr , которое в турбулентных потоках должно быть выше, чем в ламинарных. С последним утверждением можно согласиться. Но следует добавить, что взаимосвязь действительных потоков кинетической и тепловой энергии нельзя характеризовать постоянной величиной, не зависящей от радиуса и расстояния от соплового сечения. Накопленный к настоящему времени экспериментальный материал свидетельствует о том, что при перемещении периферийного потока от сопла к дросселю уменьшается тангенциальная составляющая скорости при одновременном выравнивании поля скоростей по радиусу. Поток кинетической энергии уменьшается быстрее потока тепловой энергии.

Гипотеза конвективного теплообмена при противоточном взаимодействии вихрей предложена Ж. С. Шепером в 1951 г. Вихревой эффект объяснен наличием теплового потока от центральных слоев газа к периферийным. Температура торможения периферийных T_p^* и центральных T_c^* слоев соответственно:

$$T_p^* = T_p + 0,5\omega_p^2/c_p \text{ и } T_c^* = T_c + 0,5\omega_c^2/c_p,$$

где ω_p и ω_c — скорость периферийных и центральных слоев.

Так как $\omega_p > \omega_c$, то статическая температура в центральном слое $T_c > T_p$. Различие статических температур порождает тепловой поток. Максимальному эффекту охлаждения центральных слоев, т. е. максимальному снижению температуры торможения центральных слоев, соответствует полное выравнивание статической температуры по всей площади поперечного сечения камеры разделения. Замеры температуры не подтвердили справедливость рассматриваемой гипотезы. За исключением небольшого участка, приближенного к сопловому сече-

нию, статическая температура периферийного слоя выше статической температуры центральных слоев газа. Но экспериментальные исследования, проводившиеся для проверки этой гипотезы, способствовали формированию современного представления о природе вихревого эффекта. Наиболее интересны исследования А. И. Гуляева, который для доказательства справедливости гипотезы вводил дополнительный поток со стороны дросселя в центральную зону камеры разделения. В настоящее время ввод дополнительного потока рассматривают как одно из основных средств повышения эффективности энергетического разделения.

Гипотеза взаимодействия вихрей предложена А. П. Меркуловым [16]. Как и в предыдущих гипотезах, в ней отводится существенная роль силам вязкостного взаимодействия между слоями газа, рассматривается взаимодействие движущихся навстречу периферийного и центрального закрученных потоков. Основное отличие от предыдущих гипотез заключается в том, что определяющая роль в переносе энергии от осевых слоев к периферийным отведена радиальным турбулентным пульсациям газа. В поле с большим радиальным градиентом статического давления пульсации позволяют осуществлять перенос теплоты от центральных слоев к периферийным даже на тех участках камеры, где статическая температура на оси ниже статической температуры на периферии.

По мнению авторов, эта гипотеза наиболее полно отражает специфику процессов, происходящих в камере разделения. Пока не обнаружены явления, которые нельзя объяснить в рамках данной гипотезы. Некоторые критические замечания относятся не к гипотезе, а к расчетной модели, в которой процессы рассматриваются по упрощенной схеме, т. е. недостатки определяются допущениями, принятыми при составлении расчетных зависимостей.

На основании соизмеримости скорости потока в вихревой трубе и скорости теплового движения большей части молекул В. А. Сафонов предположил, что флуктуации плотности в неравновесном процессе не успевают рассредоточиться и переносятся на периферию вихревой трубы. Аналогичная ситуация характерна и для процесса совершения работы одним элементарным объемом над другим: плотность элементарного объема, кото-

рый испытывает воздействие, увеличивается. В вихревой трубе флуктуации растут и достигают макроскопических размеров. Рассматривая равновесие вращающегося потока газа, В. А. Сафонов приходит к выводу, что макроскопические объемы повышенной плотности (и температуры) перемещаются к периферии и выносятся через дроссель. Макроскопические элементарные объемы пониженной плотности (и температуры) перемещаются к оси и под действием осевого градиента давления выносятся через диафрагму. Эта гипотеза, как и предыдущая, удовлетворительно объясняет процесс разделения.

1.3. Условия обеспечения подобия протекания процессов

Трудности аналитического описания процесса разделения усложняют систематизацию накопленных экспериментальных материалов. При современном уровне развития теории не удается полностью исключить появление недостаточно согласованных трактовок результатов исследований, проведенных различными авторами. В связи с этим поиск условий соблюдения подобия протекания процессов остается одним из перспективных направлений в исследованиях вихревых аппаратов.

Одним из первых вопрос об условиях подобия процессов в камере энергетического разделения рассмотрел А. И. Гуляев. Разрабатывая гипотезу противоточного теплообмена, он принял допущение, что в подобных вихревых трубах с установившимся адиабатным ламинарным течением вязкого газа имеют одинаковые значения: показатель адиабаты $k=c_p/c_v$, числа Маха $M=w/a$ (a — скорость звука), Рейнольдса Re , Прандтля Pr . Величина μ задана краевыми условиями. Поскольку перенос теплоты в вихревой трубе обусловлен в основном свободной турбулентностью, не зависящей от характера течения в ядре потока, в геометрически подобных трубах интенсивность переноса слабо зависит от числа Рейнольдса Re , влияние которого можно учесть через число Стантона $St=\varphi(Re)$, не включая Re в определяющие критерии. Не является определяющим и число Pr , изменения которого не влияют на характер процессов переноса в газах. При числе Маха $M=idem$ следует, что в геометрически подобных трубах должны

соблюдаться условия $k=\text{idem}$, $\varepsilon=\text{idem}$, $\mu=\text{idem}$, $\eta=\text{idem}$. В опытах с геометрически подобными трубами произвольно выбирают k , ε , μ и T_c , поэтому сделан вывод о необходимости и достаточности этих величин для подобия процессов. Неизменность η является следствием подобия $\eta=\varphi(k, \varepsilon, \mu)$.

При отсутствии решения уравнений движения используют метод анализа размерностей [33]. Основная трудность состоит в выборе необходимых и достаточных переменных, характеризующих процесс вихревого энергетического разделения. Попытки использовать все без исключения переменные, влияющие на эффект, привели к выводу функционального уравнения, содержащего 11 безразмерных комплексов. Решение уравнения получить не удалось, поэтому его невозможно использовать при анализе процесса.

Эффективны предварительная ранжировка параметров в рамках принятой модели вихревого эффекта и выбор переменных, наиболее существенных для процесса. В работе Б. Н. Калашникова такими переменными приняты расход сжатого газа G_c , момент количества движения потока M_1 , внутренняя энергия потока E_1 , расход охлажденного газа G_x , плотность газа перед диафрагмой ρ_2 , диаметр вихревой трубы в сопловом сечении D_0 , удельные теплоемкости при постоянном давлении c_p и при постоянном объеме c_v . Из этих восьми переменных составлено четыре независимых безразмерных комплекса: $\mu = G_x/G_c$; $n = \rho_2 M_1 D_0 / G_{2c}$; $m = M_1 / D_0 \sqrt{E_1 G_c}$; $k = c_p / c_v$.

Уменьшение энтальпии охлажденного газа по сравнению с энтальпией поступающего газа

$$\Delta i_2 = \frac{2M_1^2}{G_1^2 D_1^2} \varphi(\mu, n, m, k),$$

где множитель перед функцией представляет собой удельную кинетическую энергию газа на выходе из сопла.

Если газ вводится через сопла, тангенциально расположенные на расстоянии $0,5D_1$ от оси трубы, то $M_1 = 0,5G_1\omega_1 D_1$; $E_1 = c_v T_1 G_1$. Тогда $m = 0,5\sqrt{k(k-1)}\omega_1/a$ — величина, пропорциональная числу Маха $M = \omega_1/a$; $n = (2/\pi)0,25\omega_1\rho_2\pi D_1^2/G_1$ — величина, пропорциональная числу Россби $R_0 = \omega_1/\omega_a$. Число Россби, применяемое в

метеорологии, представляет собой отношение тангенциальной скорости на выходе из сопла к осевой скорости. В данном случае осевая скорость определена как отношение расхода газа через вихревую трубу к площади соплового сечения при плотности ϱ_2 .

Если истечение из вводных сопел критическое, а отверстие в диафрагме достаточно велико, и потерями на диафрагме можно пренебречь, то, считая газ термодинамически идеальным и пренебрегая изменением его температуры по радиусу в сопловом сечении, получим $\Delta T_x = \omega^2_1 \varphi(\mu, \eta) / (2c_p)$. Усреднение осевой скорости газа в вихревой трубе, которое используют Б. Н. Калашников и другие, физически не оправдано. Действительно, в вихревой трубе создаются периферийный (направленный к дросселю) и приосевой (направленный к диафрагме) потоки, что не позволяет считать справедливым выражение $\omega_1 \varrho_2 \pi D_1^2 / (4G_1) = \omega_1 / \omega_a$.

Рассмотренную в работе Б. Н. Калашникова систему переменных целесообразно проанализировать в соответствии с требованиями метода анализа размерностей. Решение задачи с точностью до постоянной можно получить только в случае, если разность между числом существенных для процесса переменных и числом размерностей основных физических величин равна 1. При этом единицы измерения должны быть независимы, но например $E_1 = G_1 T_1 c_v$ и c_v имеют зависимые единицы.

Введем масштабы геометрических D_1 и газодинамических $G_c = G_1$ параметров. Момент количества движения потока M_1 и внутренняя энергия потока E_1 характеризуют энергию, вводимую в камеру энергетического разделения с рабочим телом. Зависимой переменной, к определению которой сводится анализ, является разность энтальпии Δi_x . В качестве характеристики охлажденного потока примем плотность ϱ_2 газа в вихревой трубе перед диафрагмой. Поскольку перепады давлений и температур на диафрагме невелики, можно принять $\Delta i_x = i_c - i_x = c_p(T_c - T_x) = c_p(T_c - T_2) = \Delta i_2$.

В результате получена система, связывающая шесть величин (Δi_2 , M_1 , E_1 , D_1 , G_c и ϱ_2), существенных для характеристики вихревого эффекта. Размерности этих шести величин представляют собой произведения размерностей трех основных величин — длины, массы и времени (табл. 1).

Основные параметры

Параметр	Обозначение	Единица	Показатель степеней основных единиц		
			длины	массы	времени
Разность энтальпий	Δi_2	$\text{м}^2/\text{с}^2$	2	0	-2
Расход сжатого газа	G_1	$\text{кг}/\text{с}$	0	1	-1
Диаметр вихревой трубы	D_c	м	1	0	0
Момент количества движения потока	M_1	$\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}$	2	1	-1
Внутренняя энергия потока	E_1	$\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{с}^2$	2	1	-2
Плотность охлажденного потока	ρ_2	$\text{кг}/\text{м}^3$	-3	1	0

Функциональное уравнение разности энтальпий имеет вид $\Delta i_2 = \varphi(G_1, D_1, M_1, E_1, \rho_2)$. Согласно л-теореме, устанавливающей связь между функцией, выраженной через размерные параметры, и функцией в безразмерной форме [33], для указанных шести параметров существуют три независимых безразмерных комплекса: $\pi_1 = \Delta i_2 G_1 D_1^2 / M_1^2$; $\pi_2 = M_1^2 / (D_1^2 E_1 G_1)$; $\pi_3 = \rho_2 M_1 D_1 / G_1^2$. Уравнение связи комплексов имеет вид

$$\pi_1 = \varphi(\pi_2, \pi_3). \quad (6)$$

Считаем, что газ вводится в камеру энергетического разделения через распределенные тангенциальные сопла малой высоты; тогда $M_1 = G_1 \omega_1 D_1 / 2$. Кроме того, полагаем газ идеальным ($p = \rho RT$), течение в соплах изоэнтروпийным и $G_1 = G_c$. Тогда

$$\pi_1 = \frac{\Delta i_x G_c^2 D_1^2}{M_1^2} = \frac{4 \Delta i_x G_c^2 D_1^2}{G_c^2 D_1^2 \omega_1^2} = \frac{4 \Delta i_x}{\omega_1^2} = 4 \eta_{\pi},$$

так как $i_x \approx i_2$, а $\omega_1^2 = 2(i_1 - i_s)$, где $i_1 - i_s$ — изоэнтропийный перепад энтальпий.

$$\pi_2 = \frac{M_1^2}{D_1^2 E_1 G_c} = \frac{\omega_1^2 D_1^2 G_c^2}{4 D_1^2 c_p T_1 G_c^2} = \frac{k(k-1)}{4} \frac{\omega_1^2}{a_1^2},$$

где a_1 — местная скорость звука на срезе сопла.

$$\pi_3 = \frac{\rho_2 M_1 D_1}{G_c^2} = \frac{\rho_2 w_1 D_1^2}{2G_c} = \frac{w_1 \mu \rho_2 D_x}{2\pi d^2 G_x} = \frac{w_1}{w_2} \frac{2\mu}{\pi d^2}.$$

В этих выражениях $d = D_x/D_1$ (D_x — диаметр отверстия диафрагмы); w_2 — усредненная скорость течения газа через диафрагму.

При $\epsilon > 3$ истечение газа из сопл является критическим. Тогда $w_1^2/a_1^2 = 1$ и для данного газа $\pi_2 = \text{const}$, а функциональное уравнение получает вид

$$\eta_\tau = \text{const} \varphi \left(\frac{w_1}{w_2} \frac{\mu}{d^2} \right). \quad (7)$$

Для дальнейших расчетов принимаем, что в сопловом сечении камеры разделения установилось изэнтропийное распределение параметров по радиусу и

$$\pi_3 = \frac{2}{\pi} \frac{w_1}{w_2} \frac{\mu}{d^2} = \frac{2}{\pi} \frac{\rho_2 T_1}{\bar{F}_c \rho_1 T_2}, \quad (8)$$

где $\bar{F}_c = 4F_c/(\pi D^2)$; здесь F_c — суммарная площадь сечения сопл.

Так как на срезе сопла параметры критические

$$\left[T_1 = T_c 2/(k+1) \text{ и } \rho_1 = \rho_c \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k-1)/k} \right],$$

получим

$$\pi_3 = \frac{2}{\pi} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)} \frac{\rho_2 T_c}{\bar{F}_c \rho_c T_2}. \quad (9)$$

Течение в сопловом сечении изэнтропийное $[T_c/T_2 = (\rho_c/\rho_2)^{(k-1)/k}]$ и

$$\pi_3 = \frac{2}{\pi} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)} \frac{1}{\bar{F}_c \epsilon_2^{1/k}}, \quad (10)$$

где ϵ_2 — отношение давлений газа перед соплом и перед диафрагмой.

При малом расходе газа через диафрагму перепадом давлений можно пренебречь. Этот режим характерен для $\mu \leq 0,25$, т. е. для режима максимальной температурной эффективности. Тогда

$$\pi'_3 = \frac{2}{\pi} \left(\frac{k+1}{2} \right)^{1/(k-1)} \frac{1}{\bar{F}_c \epsilon_2^{1/k}}, \quad (11)$$

и уравнение (7) с учетом (11) приводим к виду

$$\eta_T = \text{const} \varphi \left(\frac{1}{\bar{F}_c \varepsilon^{1/k}} \right). \quad (12)$$

Таким образом, для сохранения газодинамического подобия при максимальной температурной эффективности необходимо и достаточно поддержание неизменным критерия $\bar{F}_c \varepsilon^{1/k}$. Постоянная в формуле (12) зависит от физических свойств газа, абсолютной температуры и плотности газа за диафрагмой и может быть определена экспериментально.

Для проверки выводов метода анализа размерностей и определения постоянной в выражении (12) проведено экспериментальное исследование. Теплоизолированная вихревая труба ($D_1=40$ мм)) выполнена со сменными соплами относительной площадью от 0,044 до 0,102. Давление перед соплами изменяли от 0,2 до 1,8 МПа при постоянном давлении за диафрагмой. На рис. 10 приведена зависимость коэффициента температурной эффективности η_T и оптимальной площади сечения соплового ввода от степени расширения ε . Се-

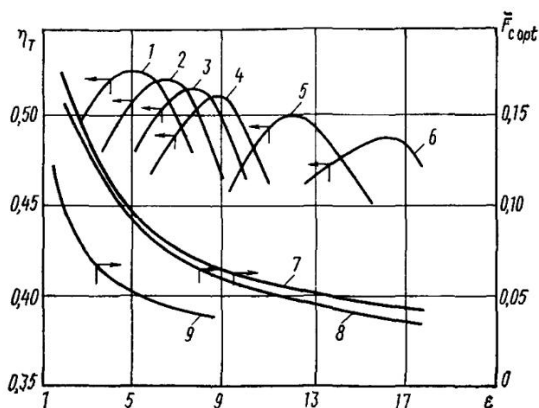


Рис. 10. Зависимость коэффициента температурной эффективности η_T и оптимальной площади проходного сечения от степени соплового расширения ε :

1 — $\bar{F}_c=0,102$; 2 — $\bar{F}_c=0,085$; 3 — $\bar{F}_c=0,078$; 4 — $\bar{F}_c=0,068$; 5 — $\bar{F}_c=0,051$; 6 — $\bar{F}_c=0,044$; 7, 8 — адиабатная вихревая труба [7 — режим $\eta_{\max}$; 8 — режим $(\mu\eta_T)_{\max}$]; 9 — охлаждаемая вихревая труба с оребренной камерой разделения

мейство максимумов эффективности описывается уравнением

$$\bar{F}_\epsilon^{1/k} = 0,327. \quad (13)$$

То обстоятельство, что с повышением ϵ несколько снижается максимум коэффициента температурной эффективности, объясняется влиянием гидравлического сопротивления диафрагмы, диаметр которой во время опытов не изменяли. С увеличением ϵ от 5 до 16,5 расход сжатого газа при оптимальном режиме работы увеличился на 41%, соответственно возрос и расход охлажденного потока.

1.4. Влияние начальных параметров и свойств рабочего тела на процесс разделения

Существующие расчетные методики и рекомендации по выбору основных размеров узлов вихревых аппаратов базируются на экспериментальных материалах, полученных при испытаниях вихревых труб на воздухе при нормальной температуре на входе в сопло и при начальном давлении $p_c = 0,3 \dots 0,7$ МПа. При этом воздух можно рассматривать как идеальный газ с показателем адиабаты $k = 1,4$. Однако в практике возможны случаи, когда в качестве рабочего тела используют другие газы и газовые смеси; кроме того, иногда пренебрежение реальностью рабочего тела может привести к большим погрешностям расчета.

Влияние температуры сжатого газа T_c на процесс разделения исследовано А. И. Гуляевым. Проведя опыты на гелии в диапазоне температур от 300 до 80 К, он доказал, что перепад температур ΔT_x прямо пропорционален температуре T_c . В рассмотренном диапазоне температур пренебрежение реальными свойствами гелия не может привести к заметной ошибке. Следовательно, если для рабочего тела справедливо уравнение состояния $pv = RT$, то в первом приближении можно принимать $\eta_T = (\Delta T_x / \Delta T_s)_{\epsilon = \text{const}} = \text{const}$.

В литературе встречаются выводы, которые находятся в противоречии с этой зависимостью. Так, авторы работы [15] при анализе результатов испытания вихревой трубы на предварительно подогретом сжатом воздухе ($T_c = 293 \dots 673$ К) сделали вывод, что с повышением температуры незначительно увеличивается

адиабатный КПД. Вероятно, это можно объяснять потерей теплоты в окружающую среду при недостаточно эффективной изоляции стенок камеры разделения. Вместе с тем авторы выявили снижение коэффициента температурной эффективности, которое при одном значении площади проходного сечения сопла начиналось при $T_c=473$ К, а при меньшем значении площади — при $T_c=673$ К.

Это противоречит предыдущему выводу авторов работы [15]. Недостаточно убедительно также объяснение изменения взаимосвязи ΔT_x и T_c отклонением от оптимального режима вследствие увеличения скорости течения газа в сопле. Накопленные в настоящее время материалы не позволили внести ясность в рассматриваемый вопрос.

Для исследования роли реальных свойств газов на процесс энергетического разделения проведены испытания вихревой трубы в диапазоне изменения температуры сжатого воздуха от 300 до 93 К. Основные размеры опытного образца: $D_0=3,5$ мм; $L=12$; $\bar{d}=0,63$; $\alpha=3^\circ$. Температура охлажденного потока T_x снижалась при снижении температуры сжатого воздуха. Минимальное значение $T_{x\min}\approx 78$ К достигнуто при $T_c\approx 100$ К, т. е. при начале конденсации сжатого воздуха на входе в сопло. Значение $T_{x\min}$ близко к температуре кипения азота при давлении p_x . Увеличение доли жидкости на входе в сопло сопровождалось повышением температуры охлажденного потока до значения, соответствующего температуре кипения воздуха. При снижении температуры воздуха на входе в сопло температура нагретого потока снижалась. При появлении жидкой фазы в нагретом потоке температура T_r совпадала с температурой кипения азотно-кислородной смеси при концентрации и давлении, соответствующих замеренным в эксперименте.

Если в качестве рабочего тела используют реальный газ без примесей, то температура охлажденного потока снижается до минимального значения, соответствующего его температуре кипения при $p=p_x$. При дальнейшем снижении температуры газа перед соплом резко уменьшается разность температур $T_r - T_x = \Delta T_x + \Delta T_r$. Если жидкая фаза имеется и в нагретом потоке, то температура нагретого потока практически совпадает с температурой кипения криоагента при

давления p_r . Когда в сопло поступает парожидкостная смесь и в нагретом потоке есть жидкая фаза, температуры всех трех потоков близки к температуре кипения жидкости при соответствующих давлениях, т. е. $T_c > T_r > T_x$. Такое соотношение наблюдается при увеличении относительной доли жидкости на входе в сопло до 1. Если жидкость перед соплом переохладить до температуры $T_c < T_r''$, то температура нагретого потока $T_r = T_c$; здесь T_r'' — температура кипения жидкости при давлении $p = p_r$. При поступлении жидкости с температурой $T_c < T_x''$ устанавливается равенство $T_x = T_r = T_c$.

Когда вихревая труба работает на газовой смеси и в камере разделения один или несколько компонентов претерпевают фазовые превращения, характер изменения температуры отличается от рассмотренного. Уменьшается перепад температур ΔT_x из-за конденсации жидкости в приосевом потоке камеры разделения (более подробно этот вопрос рассмотрен в гл. 3). Если температуры кипения компонентов смеси различаются значительно, минимальная температура охлажденного потока совпадает с температурой кипения низкокипящего компонента. Следует отметить, что если точка замерзания примесей выше температуры нагретого потока, то нарушается нормальная работа вихревой трубы из-за отложения твердого осадка на стенках сопла и камеры разделения. При работе на смеси, состоящей из компонентов с малоразличающимися температурами кипения, происходит не только температурное и фазовое, но и компонентное разделение смесей. Тогда при работе в двухфазной области температура потока близка к температуре кипения жидкости при давлении и концентрации, совпадающих с их значениями для рассматриваемого потока.

При расчете вихревых аппаратов, работающих на реальных газах, рационально использовать тепловые диаграммы. В данном случае температурный коэффициент $\eta_T = \Delta i_x / \Delta i_s$. Разность энтальпий Δi_s находят по тепловой диаграмме. Значение η_T выбирают с учетом экспериментальных данных, полученных при испытании однотипных конструкций на газах, наиболее близких по свойствам исследуемому. Тогда

$$\Delta i_x = \eta_T \Delta i_s \text{ и } \Delta i_r = \mu \eta_T \Delta i_s / (1 - \mu) = \eta \Delta i_s / (1 - \mu).$$

Холодопроизводительность $Q_x = G_x (i_{0x} - i_x)$. Если при $p = p_x$ и $T = T_x$ можно принять $c_p \approx \text{const}$, то $Q_x =$

$= c_p C_x (T_{ox} - T_c + \Delta T_{хв} + \Delta T_{хд}) = c_p G_x [\Delta T_{хв} + \Delta T_{хд} - (T_c - T_{ox})]$, здесь T_{ox} и i_{ox} — температура и энтальпия газа на выходе из объекта охлаждения; $\Delta T_{хв}$ и $\Delta T_{хд}$ — снижение температуры газа за счет вихревого эффекта и эффекта дросселирования.

Влияние давления перед соплом p_c на эффективность температурного разделения — один из наименее изученных вопросов. Встречающиеся противоречивые утверждения объясняются недостаточно корректным проведением исследования. Практически авторы всех работ по этому вопросу не учитывают отклонения эффективности из-за различия свойств идеальных и реальных газов. Иногда недостаточно корректно учитывают изменение влагосодержания с повышением давления сжатого воздуха и изменение роли теплообмена стенок камеры разделения с окружающей средой. Часто о влиянии давления p_c судят по данным экспериментов, в которых одновременно с повышением p_c увеличивалась степень расширения. К полезной информации по указанному вопросу можно отнести лишь работу [16], где приведены результаты экспериментов, проведенных при постоянной степени расширения и при различных давлениях. Выявлено, что снижение давления охлажденного потока p_x сопровождается уменьшением коэффициента температурной эффективности. На рис. 11 приведена зависимость $\eta_t/\eta_{тн}$ от p_x (η_t и $\eta_{тн}$ — значения коэффициента при текущем значении p_x и $p_x = 0,1$ МПа). Снижение температурной эффективности автор объясняет увеличением относительных потерь на трение и уменьшением интенсивности взаимодействия вихрей. Закономерности изменения характеристик вихревых аппаратов при повышении p_x и $\varepsilon = \text{const}$, т. е. при повышении $p_c = \varepsilon p_x$, не изучены. Логично предполагать увеличение коэффициента температурной эффективности при росте p_c в неохлаждаемых вихревых трубах и аппаратах с циркуляцией потока промежуточного давления. В охлаждае-

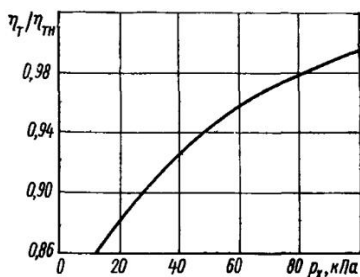


Рис. 11. Зависимость относительной температурной эффективности от давления охлажденного потока

мых трубах η_t , вероятно, снижается из-за уменьшения относительной теплопередающей поверхности стенок камеры разделения.

Наиболее спорный вопрос — выбор рациональной степени расширения. Часто допускают ошибку, когда об оптимальности значения ϵ судят по результатам испытаний, проведенных при постоянных площадях проходных сечений сопла и диафрагмы. Из анализа экспериментальных материалов следует, что любое конкретное соотношение размеров узлов рационально только при определенном значении ϵ . Абстрактного (оторванного от размеров) оптимума ϵ не существует; поэтому задачей расчета является определение размеров, оптимальных для заданной или выбранной ϵ .

Выше (см. п. 1.3) показано, что при рационально выбранной геометрии вихревой трубы увеличение степени расширения до 16 сопровождается незначительным уменьшением коэффициента температурной эффективности. Возникает вопрос — существует ли предельное значение $\epsilon_{пр}$? При современном развитии теории вихревого эффекта ответ на этот вопрос можно получить только после проведения специально организованного эксперимента. Из термодинамики известно: если на диафрагме устанавливается критический перепад давлений, то дальнейшее увеличение давления перед соплом не может привести к росту ΔT_x , т. е. при дальнейшем повышении p_c внутренняя степень расширения, достигаемая в камере разделения, остается постоянной. Известно также, что перепад давлений на диафрагме влияет на осевую скорость, а следовательно, и на эффективность процессов в камере разделения. Из сказанного следует, что ограничение степени расширения возможно, когда не удастся подобрать соотношения размеров, исключаяющие критический режим течения охлажденного потока. Другой возможной причиной ограничения ϵ является уменьшение КПД из-за снижения эффективности процесса разделения и увеличения потерь вследствие уменьшения площади проходного сечения сопла.

Рекомендации по расчету и проектированию вихревых аппаратов основаны на экспериментальном материале, полученном при работе на воздухе. Справедливость использования этих рекомендаций для других газов изучена недостаточно.

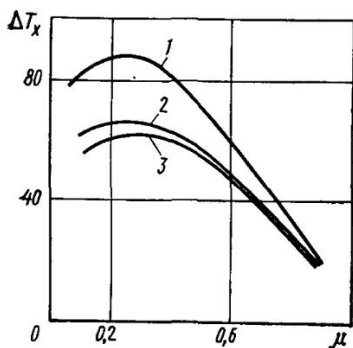


Рис. 12. Характеристики вихревой трубы, работающей на различных газах ($D=8$ мм; $\bar{d}=0,5$; $\bar{f}=0,1$; $\varepsilon=6$; $T_c=330$ К):
1 — гелий; 2 — водород; 3 — кислород, аргон, воздух

А. И. Гуляев предложил систематизировать экспериментальные материалы по зависимости $\Delta T_x = \eta_t T_c (1 - e^{-(k-1)/k})$. Автор предполагал, что на геометрически

подобных трубах при одинаковых μ сохраняется равенство η_t при работе на различных газах. Другими исследователями показано, что это равенство не соблюдается даже в опытах на одной трубе. Следовательно, η_t является функцией не только геометрических параметров, но и теплофизических свойств газов. Наиболее обстоятельные материалы по этому вопросу получены В. М. Кудрявцевым [8]. Характеристики вихревой трубы при работе на различных газах приведены на рис. 12. Интересно отметить, что при работе на аргоне, воздухе и кислороде эффект охлаждения практически одинаковый. Эти газы имеют близкие температуры конденсации при атмосферном давлении. Аргон — одноатомный газ, показатель адиабаты $k=1,66$, однако эффект охлаждения при работе на аргоне существенно отличается от полученного при работе на гелии, который также является одноатомным газом с показателем адиабаты $k=1,67$. Существенно разные эффекты охлаждения получены при испытаниях на двухатомных газах ($k \approx 1,4$) — водороде и кислороде. Из приведенных данных следует: показатель адиабаты нельзя считать единственным определяющим фактором; качественные характеристики процесса разделения сохраняются при работе на всех использованных в эксперименте газах.

1.5. Этапы развития вихревых охладителей

Простота конструкции, надежность и долговечность вихревых аппаратов являются теми качествами, которые определили область применения вихревого эффекта

в технике. Однако низкий КПД существенно ограничивает область их рационального применения. В связи с этим поиск путей повышения эффективности — одна из главных задач почти всех исследовательских и опытно-конструкторских работ. Большое число экспериментальных исследований проведено для выявления рациональных геометрических соотношений вихревых труб, предназначенных для получения охлажденного воздуха. Результаты этих исследований используют при проектировании вихревых труб (см. гл. 2). Рассмотрим лишь те работы, цель которых состояла в поиске методов воздействия на процессы в камере разделения, отличающихся от изложенных в работах Ж. Ранка.

Одно из первых и наиболее плодотворных предложений сделал А. П. Меркулов в середине 50-х годов. Оно заключается в искусственном торможении вихревого потока на нагретом конце камеры разделения, которое, по гипотезе А. П. Меркулова, создает благоприятные условия для формирования приосевого потока, направленного к диафрагме, и, следовательно, позволяет уменьшить длину камеры разделения. Кроме того, торможение увеличивает радиальный градиент тангенциальных составляющих скоростей в зоне интенсивного энергообмена между закрученными потоками, т. е. приводит к повышению КПД.

Этот способ повышения эффективности реализован в конструкции, показанной на рис. 13. На нагретом конце камеры разделения 1 установлена крестовина 8. Часть заторможенного потока формирует у торца крест-

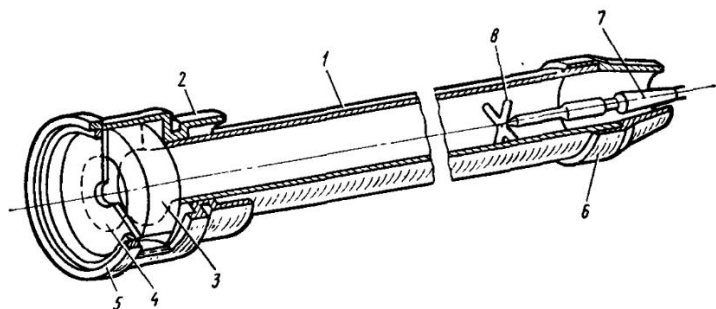


Рис. 13. Вихревая труба:

1 — камера разделения; 2 — корпус; 3 — улитка; 4 — диафрагма; 5 — гайка;
6 — сопло; 7 — регулировочная игла; 8 — крестовина

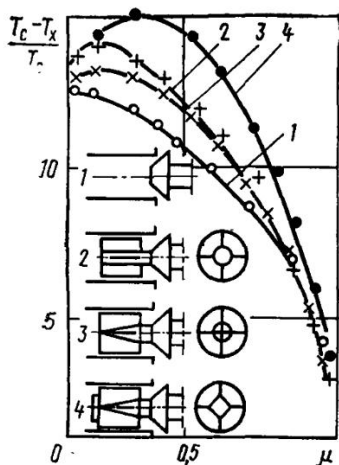


Рис. 14. Характеристики крестовины вихревой трубы с различными развихрителями

стовины приосевой поток, который при движении в сторону диафрагмы 4 взаимодействует с периферийным закрученным потоком и охлаждается. Вторая часть нагретого потока покидает камеру разделения, вытекая через дроссель, регулируемый иглой 7. Экспериментальные исследования полностью подтвердили гипотезу. Установка крестовины позволила в 3—5 раз умень-

шить длину цилиндрической камеры разделения. Одновременно зафиксировано повышение КПД вихревых труб с крестовинами.

В дальнейшем устройства, предназначенные для торможения закрученного потока, стали называть развихрителями. Предложенная А. П. Меркуловым крестовина является наиболее простым конструктивным решением развихрителя.

Влияние формы развихрителя исследовано В. А. Высочиним и В. А. Сафоновым [7]. Эксперименты проведены на аппарате с цилиндрической камерой разделения диаметром $D_0 = 55$ мм и длиной $L = 14D_0$. Испытаны аппараты без развихрителя (рис. 14, кривая 1) и с тремя конструкциями развихрителей при одинаковой длине лопаток крестовины, равной $0,95D_0$. Установка в камере разделения развихрителя с цилиндрическим центральным телом диаметром $d = 0,38D_0$ привела к существенному повышению эффективности процесса (кривая 2). При замене цилиндрического центрального тела коническим сток воздуха из периферийного потока превышал необходимый для формирования приосевого потока при $\mu < 0,6$. В результате уменьшился радиальный градиент давлений в камере и снизилась эффективность температурного разделения (кривая 3). Другая конструкция развихрителя отличалась от предыдущей тем, что на торце крестовины была установлена прямо-

угольная пластина в виде квадрата со стороной, равной $0,36D_0$. На вихревой трубе такой конструкции достигнут наибольший эффект разделения (кривая 4). Возможно, это объясняется уменьшением стока заторженного воздуха и пульсациями при обтекании газом прямоугольной пластины.

Приведенные материалы не позволяют сформулировать достаточно четкие рекомендации по выбору конструкции развихрителя и не дают полной информации о связи геометрических размеров развихрителя с режимными параметрами, формой и размерами камеры разделения. Ценность этих материалов заключается прежде всего в том, что они наглядно иллюстрируют важность поиска рациональной конструкции развихрителя. С одной стороны, увеличение стока газа приводит к смещению границы между периферийным и приосевым потоками в сторону больших радиусов, повышает эффективность турбулентного взаимодействия между потоками. С другой стороны, оно уменьшает перепад давлений, необходимый для увеличения скорости движения газа в камере разделения, т. е. сокращает потенциальные возможности протекания процесса разделения. В связи с этим выбор рациональной конструкции развихрителя сопряжен с поиском компромиссного решения, учитывающего влияние обоих факторов. Пока недостаточно изучена роль пульсаций, возникающих в развихрителе. Не исключено, что генерация колебаний в определенном диапазоне частот является главным фактором повышения эффективности процесса.

Второй шаг на пути повышения эффективности работы вихревой трубы сделан Гендалом в 1959 г. Он запатентовал камеру разделения в виде усеченного конуса с расширением в сторону дросселя. Результаты проведенных им экспериментов показали, что применение конуса повышает КПД вихревого воздухоохладителя в 1,2 раза. В последующие годы проведены многочисленные экспериментальные исследования труб с коническими камерами разделения. На базе этих исследований по выбору рациональной геометрии получены рекомендации, которые будут подробно рассмотрены в гл. 2. Здесь остановимся лишь на принципиальной стороне вопроса. Из материалов, приведенных в п. 1.1 (см. рис. 6 и 7), следует, что в конической камере разделения созданы более благоприятные условия для форми-

рования приосевого потока. Благодаря этому удается уменьшить длину камеры в 1,5—2 раза по сравнению с цилиндрической. В то же время кривые распределения скоростей свидетельствуют о более интенсивном энергообмене между приосевым и периферийными потоками в присопловой зоне. Это является одной из основных причин увеличенных значений КПД труб с коническими камерами разделения. Возможно, увеличению КПД способствовало уменьшение доли кинетической энергии, теряемой из-за трения газа о стенки камеры.

Рассмотренные способы повышения эффективности широко используют в современных конструкциях. Наиболее часто начальный участок камеры разделения выполняют в виде конуса, а конечный — в виде цилиндра. В конце камеры разделения устанавливают развихритель. Такие конструкции можно назвать типичными. В качестве примера использования этих способов в более сложных конструкциях рассмотрим трубу Парулейкара (рис. 15). Камера разделения 1 имеет три участка: первый у сопла конический, второй — цилиндрический и третий — конический. Первые два участка — обычные для наиболее распространенных современных конструкций. Отличительным признаком анализируемой конструкции является наличие третьего участка с увеличенной конусностью. Нагретый конец камеры разделения сопрягается с развихрителем 9, который выполнен в виде не крестовины, а канала прямоугольного сечения. Третье отличие от обычных конструкций — выполнение патрубка 8 вывода нагретого потока под углом 90° к

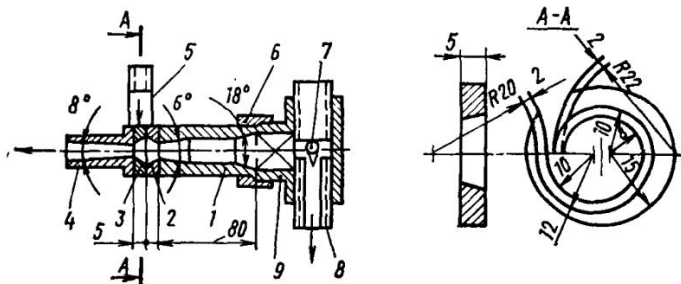


Рис. 15. Труба Парулейкара:

1 — камера разделения; 2 — конфузор; 3 — сопло; 4 — диффузор; 5 — патрубок ввода сжатого воздуха; 6 — соединительная гайка; 7 — игольчатый вентиль; 8 — патрубок вывода потока; 9 — развихритель

оси камеры разделения. Суммарное воздействие на процесс указанных конструктивных изменений аналогично получаемому в развихрителях, выполненных в виде крестовины.

Конструктивными новшествами трубы являются также внутренняя коническая поверхность сопла 3 и установка конфузора 2 между соплом и камерой разделения. Для полезного использования кинетической энергии охлажденного потока использован диффузор 4—элемент, часто встречающийся в других конструкциях. При испытании трубы Парулейкара зафиксировано на более высокое значение коэффициента температурной эффективности $\eta_T=0,7$. Так, при степени расширения $\epsilon=9$ температурный перепад $\Delta T_x=87$ К. В публикуемых материалах нет оценки каждого конструктивного изменения в отдельности.

Третий метод повышения эффективности заключается в отводе теплоты от стенок камеры. Первая работа в этом направлении выполнена Е. Н. Оттенком в 1957 г.—исследование конической вихревой трубы с охлаждаемыми стенками. Наиболее глубокие исследования влияния охлаждения на процесс энергетического разделения проведены В. М. Бродянским и А. В. Мартыновым [15]. Стенки охлаждали водой. Давление сжатого воздуха перед соплом изменялось от 0,4 до 0,58 МПа. Установлено, что коэффициент теплоотдачи от газа к стенке изменяется от 1100 Вт/(м²·К) в начальных сечениях до 250 Вт/(м²·К) на нагретом конце охлаждаемого участка камеры разделения. Зона наиболее интенсивного теплообмена совпадает с зоной повышенных значений разности температур газа и стенки. В результате 40—50% полученной водой теплоты передается через часть стенки камеры, составляющую 20% всей охлаждаемой поверхности. Отсюда следует, что увеличением длины охлаждаемой камеры разделения нельзя существенно увеличить количество теплоты, отводимой от газа к охлаждающей среде.

Сравнением характеристик охлаждаемых и неохлаждаемых вихревых труб авторы работы [15] установили, что различие их КПД возрастает с увеличением μ . Это обстоятельство они объясняют с позиции гипотезы конвективного теплообмена. В экспериментах с увеличением μ возрастала разность температур газа и стенки на начальном участке камеры разделения. В рамках этой ги-

потезы трудно объяснить тот факт, что КПД всегда максимален при $\mu < 1$. Значение охлаждения можно правильно оценить, используя гипотезу взаимодействия вихрей. С увеличением μ уменьшается толщина периферийного потока. Во всех случаях это сопровождается увеличением коэффициента теплоотдачи от газа к стенке. В неохлаждаемых трубах увеличение μ сопровождается ростом температуры газа в периферийном слое по всей длине камеры разделения. Это вызвано увеличением энергии, передаваемой от приосевого потока к периферийному. Охлаждение стенок практически не вызывает изменения температуры газа в периферийном слое соплового сечения. Периферийный поток получает энергию от приосевого и отдает ее охлаждающей среде. Приосевой поток движется навстречу периферийному. При движении частица газа приосевого потока вначале взаимодействует с наиболее охлажденным газом периферийного потока, потом — с наименее охлажденным, т. е. охлаждение стенок сопровождается уменьшением энергии, передаваемой от приосевого потока к периферийному.

Различие температур газа у стенок охлаждаемой и неохлаждаемой камер разделения объясняется отводом теплоты через стенку и уменьшением энергии, подводимой от приосевого потока. Напомним, что энергообмен наиболее интенсивен в сечениях, близких к сопловому, где периферийный поток не успевает охладиться за счет отвода теплоты через стенку в охлаждающую среду. Основные изменения температурного режима происходят только из-за того, что приосевой поток формируется из газа, охлажденного в периферийном потоке в удаленных от сопла сечениях. При небольших значениях μ мал расход газа в приосевом потоке. В связи с этим пониженная температура последнего не приводит к заметному изменению поля температур в близких к соплу сечениях, т. е. при малых μ охлаждение стенок камеры не может привести к существенному снижению температуры охлажденного потока.

С увеличением μ до некоторого предела растет влияние охлаждения на поле температур вблизи соплового сечения. Затем влияние охлаждения начинает уменьшаться; это объясняется тем, что увеличивается доля газа, поступающего из периферийного потока в приосевой на участках, близких к соплу. В результате повышается среднемассовая температура приосевого потока.

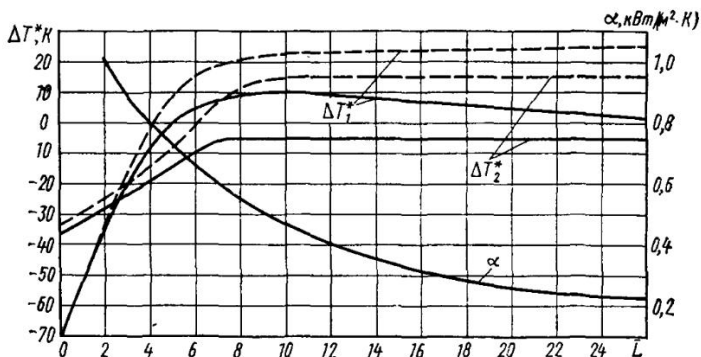


Рис. 16. Зависимость коэффициента теплоотдачи α и разности температур $\Delta T_1^* = T_1^* - T_c$ и $\Delta T_2^* = T_2^* - T_c$ от длины камеры разделения (T_1^* и T_2^* — температура соответственно периферийного и приосевого потока, T_c — начальная температура сжатого газа T_c) при $p_c = 0,4$ МПа, $\mu = 0,5$ и $p_x = 0,1$ МПа для охлаждаемой (сплошные линии) и неохлаждаемой (штриховые линии) камер разделения

Следовательно, при любой эффективности охлаждения стенки камеры КПД всегда максимален при $\mu < 1$. По этой же причине длину камеры разделения рационально увеличивать до определенного предела. Для подтверждения этого на рис. 16 показано изменение разностей между термодинамическими температурами периферийного и приосевого потоков и начальной температурой сжатого газа по длине камеры разделения с охлаждением и без охлаждения стенок [15]. Если для охлаждения используют воздух, то обычно оребряют наружную поверхность стенки камеры. Для интенсификации теплообмена применяют обдув от постороннего источника или от эжектора, в котором используют избыточное давление нагретого потока. Проводят различные исследования, направленные на интенсификацию теплообмена с внутренней поверхностью стенки камеры разделения. При этом улучшают циркуляцию периферийного потока на нагретом конце, иногда оребряют внутреннюю поверхность стенок. Наиболее интересные конструктивные решения охлаждения приведены далее при анализе конструкций вихревых аппаратов.

Известны работы, в которых предложено охлаждать камеру разделения за счет испарения подаваемой в нее жидкости. В этом случае можно многократно увеличи-

вать тепловой поток от газа к охлаждающей среде, но не получить положительного эффекта. Последнее объясняется тем, что пары жидкости из периферийного потока перетекают вместе с газом в приосевой. При охлаждении пары конденсируются, что приводит к уменьшению ΔT_x , т. е. существует оптимальный расход жидкости, впрыскиваемой или нагнетаемой через поры в камеру разделения. Если расход больше оптимального, то отрицательное воздействие конденсации паров в приосевом потоке превалирует над положительным эффектом от снижения температуры в периферийном потоке. Рассматриваемый способ охлаждения рационально применять лишь в редких случаях.

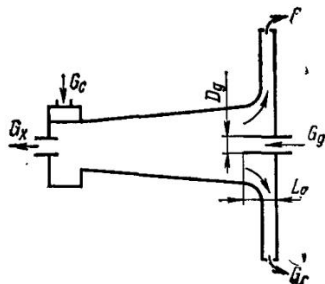
Для повышения эффективности вихревых труб А. П. Меркулов и Ш. А. Пиралишвили в 1969 г. предложили вводить в камеру разделения дополнительный поток сжатого воздуха от постороннего источника.

А. И. Гуляев использовал ввод дополнительного потока для доказательства справедливости гипотезы конвективного теплообмена, а А. П. Меркулов и Ш. А. Пиралишвили рассматривали этот метод с позиций гипотезы взаимодействия вихрей. Они показали, что при большой массовой доле μ формируемый из дополнительного потока приосевой поток получает кинетическую энергию, составляющую незначительную часть первоначальной энергии вытекающего из сопла газа. Благодаря этому увеличение расхода охлажденного потока при введении в камеру разделения дополнительного потока приводит к повышению КПД. Справедливость выводов авторы подтвердили экспериментами, проведенными на конических трубах с углом конусности 6° , относительной длиной камеры разделения $\bar{L}=1...3$ и диаметром соплового сечения $D_0=30$ мм. Получен максимальный КПД $\eta=0,32$. Оптимальному значению КПД соответствовало $\mu>1$. Для определения КПД предложена зависимость:

$$\eta = \mu \Delta T_x / (\Delta T_s + \mu_d \Delta T_{sd}), \quad (14)$$

где $\mu_d = G_d / G_c$ — массовая доля дополнительного потока (G_d и G_c — расход соответственно дополнительного потока и сжатого газа через сопло); ΔT_{sd} — перепад температур, возникающий при изоэнтропийном расширении газа от давления дополнительного потока до давления охлажденного потока за диафрагмой.

Рис. 17. Конструктивная схема вихревой трубы Ш. А. Пиралишвили



Несколько позже Ш. А. Пиралишвили и В. Г. Михайлов исследовали коническую вихревую трубу, на нагретом конце которой был установлен щелевой диффузор (рис. 17). Дополнительный поток поступал от постороннего источника сжатого воздуха. Диаметр трубы в сопловом сечении $D_0=30$ мм, относительная длина $\bar{L}=3$, относительная площадь проходного сечения сопла $\bar{F}_c=0,03$. Исследовано влияние размеров трубки ввода дополнительного потока на эффективность вихревого охладителя. Наилучшие результаты получены при относительном диаметре трубки, равном относительному диаметру диафрагмы ($\bar{D}_d=\bar{D}_x=0,7$). При этом относительная длина находящегося в камере разделения участка трубки $\bar{L}_d=0,33$. КПД охладителя ($\eta=0,38$) на 40% превышал значения, полученные другими исследователями на лучших конструкциях того времени.

Другой метод повышения эффективности вихревых воздухоохладителей предложил В. И. Метенин в 1964 г. Однако недостаточно убедительное объяснение причин повышения КПД помешало своевременному признанию метода инженерами и учеными, занятыми разработкой и исследованием вихревых аппаратов. Рассмотрим конструкцию вихревой трубы, созданной В. И. Метениным (рис. 18). От известных ранее конструкций она отличается тем, что на нагретом конце камеры разделения установлены сетка 2 и лопаточный диффузор 3. Эти элементы позволили уменьшить относительную длину камеры разделения до $\bar{L}=3$. При степени расширения $\epsilon=5$ и $\mu=0,3$ коэффициент температурной эффективности $\eta_t=0,59$, при $\mu=0,5$ — $\eta_t=0,46$, при $\mu=0,6$ — $\eta_t=0,36$. В дальнейшем получено максимальное значение $\eta_t=0,64$.

В рассмотренной конструкции сетка выполняет роль развихрителя. Основное отличие от предыдущих конст-

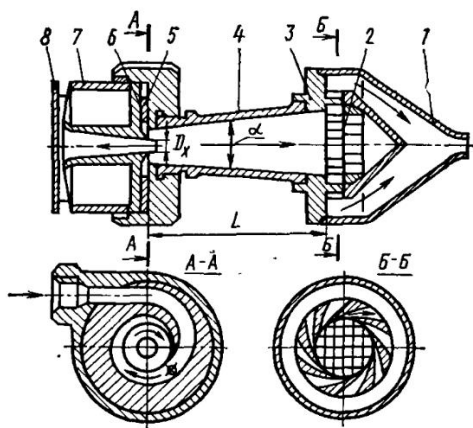


Рис. 18. Вихревая труба В. И. Метенина:

1 — патрубок нагретого потока; 2 — сетка; 3 — лопаточный диффузор; 4 — вихревая камера; 5 — сопло; 6 — диафрагма; 7 — патрубок охлажденного потока; 8 — диск

рукций заключается в том, что развихритель затормаживает только часть периферийного потока. Нагретый поток отводится в лопаточный диффузор незаторможенным. По нашему мнению, основной причиной повышенных значений КПД вихревого аппарата В. И. Метенина является то, что сетка затормаживает только внутренние слои периферийного потока, передавшие значительную часть своей энергии наружным слоям, т. е. приосевой поток формируется из газа с пониженной температурой торможения. Справедливость такого заключения подтверждают приведенные выше экспериментальные материалы, которые свидетельствуют о резком снижении коэффициента температурной эффективности при увеличении μ ; соответственно снижается и КПД, который максимален при значениях μ , несколько меньших зафиксированных в экспериментах на других конструкциях.

Влияние сетки и диффузора на процесс разделения иллюстрирует изменение тангенциальной и осевой составляющих скоростей [17, 27]. На рис. 19, а приведены эпюры скоростей, полученные для конической трубы с диффузором на нагретом конце при плоской торцевой стенке камеры. Сравнение с рис. 8 показывает, что установка диффузора привела к увеличению тангенциальной составляющей скорости и сдвигу ее максимального

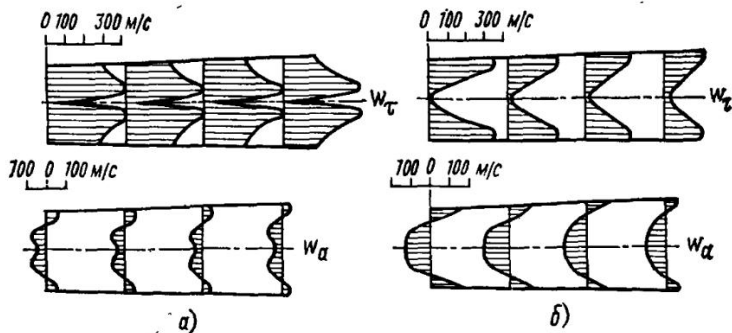


Рис. 19. Кривые изменения окружной w_t и осевой w_a составляющих скорости в вихревой камере:
 а — с плоской торцевой стенкой; б — с сеткой

значения в сторону меньших радиусов. Результатом такой перестройки вихря было возникновение зоны пониженного давления у оси камеры, что использовано В. И. Метениным и его учениками в вихревых вакуумных насосах новых типов. Но в охладителях это явление отрицательно влияет на процесс энергетического разделения, так как разрежение затрудняет формирование приосевого потока. Сопоставление рассматриваемых кривых с изменением осевой составляющей скорости показывает, что вытекающий через диафрагму охлажденный поток обладает большой кинетической энергией. Процесс энергетического разделения в такой конструкции малоэффективен.

На рис. 19, б показано изменение составляющих скоростей в конической камере разделения с диффузором и сеткой на нагретом конце. Установка сетки создала благоприятные условия для формирования приосевого потока.

Введение заторможенного сеткой газа в центр приосевого вихревого потока привело к смещению максимума тангенциальной составляющей скорости в сторону больших радиусов. В результате уменьшилась кинетическая энергия и, следовательно, понизилась температура вытекающего через диафрагму охлажденного потока.

С одной стороны, приведенные кривые полезны для понимания роли диффузоров и сеток или других развихрителей, устанавливаемых на нагретом конце каме-

ры разделения. С другой стороны, они свидетельствуют о необходимости более тщательного изучения взаимосвязи параметров диффузора, размеров сеток-развихрителей и доли μ охлажденного потока. Завышенное количество заторможенного сеткой газа может привести к уменьшению КПД из-за уменьшения перепада давлений в камере разделения. Несоответствие размеров диффузора расходу нагретого потока связано с перетеканием в приосевой поток газа с повышенной температурой. Опубликованные в настоящее время материалы недостаточны для четкого понимания затронутого вопроса.

В 1971 г. А. Д. Суслов и А. В. Мурашкин для повышения эффективности вихревых воздухоохладителей предложили рациональное использование энергии нагретого потока. Работы в этом направлении были начаты в МВТУ им. Н. Э. Баумана в конце 60-х годов. Было создано пять типов воздухоохладителей, различающихся схемой циркуляции и степенью использования энергии потока. Схемы этих конструкций (рис. 20) достаточно полно характеризуют возможности рассматриваемого пути повышения эффективности.

В вихревом воздухоохладителе, схема которого представлена на рис. 20, а, сжатый воздух поступает в сопло основной вихревой трубы 1. Давление нагретого потока повышается в диффузоре 2. Часть потока или весь поток (G_r) направляется в холодильник 3. Остальная часть G'_r выбрасывается в атмосферу. Охлажденный воздух поступает в сопло дополнительной трубы 4, установленной на торцевой стенке камеры разделения основной трубы. Рассматриваемый воздухоохладитель содержит две вихревые трубы, соединенные общим диффузором. Основная труба противоточная, вспомогательная прямоточная. Вспомогательную трубу также можно перевести в противоточный режим работы, если снабдить ее диафрагмой и отводить охлажденный поток G_r'' к потребителю, работающему при промежуточном значении температуры охлаждения.

Повышение эффективности работы достигнуто охлаждением циркулирующего потока в обособленном теплообменнике (т. е. сняты ограничения по теплопередающей поверхности), повышением давления в диффузоре и использованием перепада давлений в дополнительной вихревой трубе.

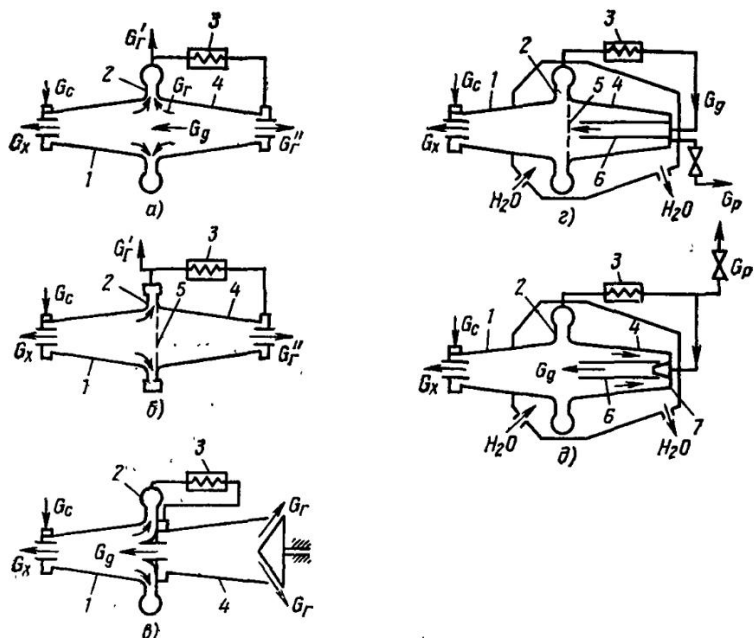


Рис. 20. Конструктивные схемы вихревых воздухоохладителей МВТУ

При испытании зафиксирован КПД, в 1,2 раза превышающий КПД обычных вихревых труб. Следует отметить, что охладители, выполненные по схемам на рис. 20, а, б, в, не имели рубашек для охлаждения стенок камер разделения. Охлаждение стенок камер рассматривали как резерв для дальнейшего повышения КПД. В образцах, у которых дополнительная труба имела те же размеры, что и основная труба, нормальный режим работы сохранялся в узком диапазоне изменения параметров воздуха на входе в сопловые аппараты. За границами этого диапазона дополнительная труба работала как своеобразный развихритель вихревого потока. Температура охлажденного потока в дополнительной трубе повышалась до $T_{x'} > T_0$. При закрытой диафрагме, когда дополнительная вихревая труба должна работать в режиме прямотока, уменьшался КПД. При уменьшении доли охлажденного потока ос-

новой трубы до $\mu=0,3\ldots 0,4$ КПД уменьшался до значений, характерных для вихревых труб обычных конструкций.

Охладитель другого типа изготовлен по схеме, показанной на рис. 20, б, и отличается от предыдущего наличием сеток-развихрителей 5, установленных на границе вихревых труб. Трубы обмениваются заторможенными потоками воздуха. Благодаря этому расширен диапазон изменения параметров нормального режима работы дополнительной вихревой трубы. Второй причиной повышения эффективности следует считать интенсификацию энергообмена между приосевым и периферийным потоками в основной вихревой трубе. Испытания охладителей этого типа проводили только для подтверждения факта, что установка сетки-развихрителя приводит к повышению КПД. Одновременно результаты экспериментов явились одним из наиболее убедительных подтверждений справедливости гипотезы взаимодействия вихрей.

Охладители третьего типа (рис. 20, в) отличаются от рассмотренных тем, что дополнительная вихревая труба подсоединена к основной охлажденным концом. Такая схема обеспечила стабильную работу дополнительной трубы, улучшение условий входа нагретого потока основной трубы в диффузор и повышение КПД в 1,34 раза в сравнении с КПД охладителей первого типа. Максимальные значения КПД получены при доле охлажденного потока $\mu=0,75$. Проведено испытание охладителя с выключенным холодильником 3. При этом температура газа после диффузора снижалась только за счет конвективного теплообмена соединительных трубок с окружающим воздухом. Как показали испытания, температура нагретого потока на выходе из дополнительной вихревой трубы всегда была выше температуры его в трубах обычной конструкции. Следовательно, такой тип охладителя рационально использовать и в тех случаях, когда исключена возможность охлаждения циркулирующего потока воздуха и стенок камер разделения.

Четвертый тип охладителей (рис. 20, г) принципиально отличается от рассмотренных. Циркулирующий поток после холодильника 3 подводится в трубку 6, торец которой расположен на расстоянии 1—2 мм от сетки-развихрителя 5. В некоторых образцах конец

трубки выполняли в виде конуса, обращенного своим основанием к сетке. В охладителях такого типа перепад давлений между диффузором и приосевым потоком камеры разделения затрачивался только на преодоление гидравлических сопротивлений холодильника и соединительных трубок. Область наиболее высоких КПД (0,34—0,35) зафиксирована при $0,82 \leq \mu \leq 0,90$. Как и в охладителях рассмотренных типов, в опытных образцах не использованы все возможности для повышения КПД. В программу испытаний не входило определение оптимальных размеров сетки и расхода в циркуляционной линии. Давление за диффузором регулировали вентилем на трубопроводе для выпуска части нагретого потока G_p . Охладители такого типа принципиально можно создавать и на меньшие значения μ , уменьшая диаметр сетки-развихрителя. Во всем возможном диапазоне значений μ КПД охладителя выше, чем у вихревой трубы В. И. Метенина, так как в приосевой поток камеры разделения подводится предварительно охлажденный воздух.

Отличительным признаком охладителя пятого типа (рис. 20, д) является то, что они не имеют сеток-развихрителей, а снабжены эжектором 7, удаляющим заторможенный поток из конфузора 4. Конфузор выполняет роль развихрителя не попавшего в диффузор воздуха. Одновременно конфузор предназначен для отвода теплоты к охлаждающей среде. При испытании охладитель вместе со змеевиковым теплообменником был погружен в сосуд с проточной водой. Максимальный КПД (0,42) в 1,5 раза превышает КПД известных охлаждаемых вихревых труб. Резервы для увеличения КПД заключены прежде всего в повышении эффективности работы эжектора. В экспериментальных образцах был использован эжектор примитивной конструкции. Повышение кратности эжекции интенсифицирует работу конфузора как развихрителя и одновременно увеличивает поток теплоты от воздуха к охлаждающей среде через стенки конфузора. Второй резерв повышения КПД — создание благоприятных условий входа нагретого потока в диффузор; это позволит увеличить перепад давлений в эжекторе.

В 1973 г. А. И. Азаров [1, 2] предложил пульсирующий выпуск нагретого потока с частотой пульсации в несколько десятков герц. Повышение КПД охлаждае-

мых вихревых труб он объяснил интенсификацией теплообмена между газом и стенками камеры разделения. А. И. Азаров ввел понятие коэффициента повышения энергетической эффективности. Для расчета этого коэффициента при $0,60 \leq \mu \leq 0,85$ и $1,9 \leq \varepsilon \leq 5,1$ он предложил зависимость

$$k = \eta_n / \eta_c = 1,6 \mu^{0,6} \varepsilon^{-0,16}, \quad (15)$$

где η_n и η_c — адиабатный КПД охлаждаемой вихревой трубы соответственно с пульсирующим и стационарным нагретым потоками.

То обстоятельство, что коэффициент повышения эффективности зависит от $\mu^{0,6}$, трудно объяснить изменением коэффициента теплоотдачи от воздуха к стенке. Не согласуется это также с результатами исследований влияния акустических колебаний на теплообмен газа со стенкой при турбулентном режиме течения. По мнению авторов, рост КПД следует объяснить влиянием пульсаций на процесс энергетического разделения, т. е. на интенсивность энергообмена между приосевым и периферийными потоками. Этот вывод хорошо согласуется с тем, что применение развихрителей позволило не только уменьшить длину камеры разделения, но и повысить эффективность вихревых труб. При торможении в развихрителе неизбежно возникают пульсации, которые интенсифицируют процесс энергоразделения. В трубе Парулейкара отвод нагретого потока под прямым углом к оси вихря неизбежно порождает интенсивные пульсации. Следует заметить, что с позиции гипотезы взаимодействия вихрей процесс энергоразделения основан на пульсациях частиц газа в радиальном направлении. В связи с этим увеличение интенсивности пульсации нужно считать одним из перспективных путей повышения КПД вихревых аппаратов.

Глава 2

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ВИХРЕВЫХ ТРУБ И ЭЖЕКТОРОВ

2.1. Основные элементы вихревой трубы

Вихревая труба является простейшим вихревым аппаратом, предназначенным для получения нагретого или

охлажденного газа. Она состоит из сопла для ввода сжатого газа, камеры разделения, диафрагмы для выхода охлажденного потока и дросселя для выхода нагретого потока. В некоторых конструкциях на нагретом конце камеры разделения расположен развихритель. Известны также конструкции с диффузором на нагретом конце камеры. Все перечисленные элементы могут быть изготовлены на любом машиностроительном предприятии. Простота изготовления вихревых труб — их главное преимущество.

В отличие от других термотрансформаторов вихревая труба не содержит подвижных элементов, которые регламентируют процесс. Эффективность процесса энергетического разделения зависит только от формы и размеров элементов, образующих проточную полость аппарата. Основной задачей расчетов и последующих экспериментальных доводов является поиск такого сочетания размеров элементов, при котором КПД максимален. Выбор размерных соотношений элементов базируется на результатах испытаний конструкций, близких к проектируемой по размерам и условиям работы.

Газ, поступающий в вихревой аппарат, прежде всего попадает в сопловое устройство. В работе [15] приведена классификация известных в настоящее время сопловых устройств (табл. 2). Рассмотрим наиболее интересные из них.

В первых конструкциях вихревых труб, разработанных Ж. Ранком, были применены спиральные сопла с прямоугольным сечением канала. Канал был выполнен во втулке, ограниченной двумя цилиндрическими и двумя коническими поверхностями. Конические поверхности обеспечивали наклонное расположение канала по отношению к оси камеры разделения. Поступающий в камеру поток приобретал осевую составляющую скорости. Наклонные сопла иногда используют в вихревых трубах, работающих на влажном воздухе; при этом удается уменьшить содержание влаги в охлажденном потоке. Наклонные сопла можно применять и при работе на сухом газе. Результаты испытаний вихревой трубы с соплами, выполненными с различными углами наклона [26], показывают, что изменением последнего можно увеличить КПД в 1,1—1,2 раза (рис. 21). В современных конструкциях наклонные сопла используют очень редко, поэтому применение их можно рассматри-

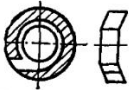
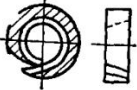
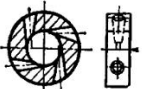
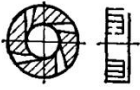
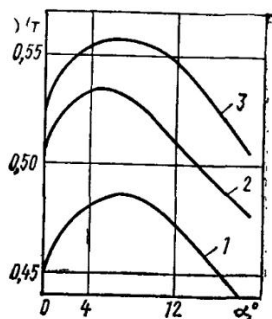
Тип соплового ввода	Конструкция соплового ввода	Сопло	Автор конструкции
Спиральный		Прямоугольное	Ж. Раик
		Круглое	Р. Хильш
		Прямоугольное	А. П. Меркулов
		Коническое	Б. Парулейкар
Тангенциальный		Круглое	М. Г. Дубинский
Тангенциально-ленточный			В. С. Мартыновский, В. П. Алексеев
Многосопловой тангенциальный		Четыре, шесть и более круглых сопел	С. Д. Фултон
		Три, четыре и более прямоугольных сопел	А. В. Мартынов

Рис. 21. Зависимость эффективности вихревой трубы от угла наклона сопла ($D_0=18$ мм; $D_x=0,5$; $F_c=0,071$) при различной степени расширения ε :
1 — $\varepsilon=5,2$; 2 — $\varepsilon=7$; 3 — $\varepsilon=9$



вать как один из перспективных и незаслуженно забытых путей повышения КПД.

Наиболее часто используют сопловое устройство, разработанное А. П. Меркуловым (рис. 22), с прямоугольным профилем канала. Оптимальное отношение высоты h к ширине b канала в выходном сечении 1 : 2. Профиль внутренней поверхности соплового устройства соответствует спирали Архимеда. Особое внимание уделено форме острой кромки, которая должна сократить интенсивность возмущений на границе между втекающим потоком и газом, находящимся в камере разделения.

Сопловое устройство Б. Парулейкара отличается от разработанного А. П. Меркуловым тем, что для его изготовления была использована заготовка с внутренней конической поверхностью. Однако нет данных, достаточно четко подтверждающих полезность такого усовершенствования. Причиной возможного положительного эффекта могло быть появление осевой составляющей скорости потока, выходящего в камеру разделения.

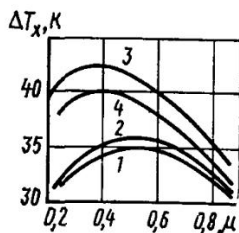
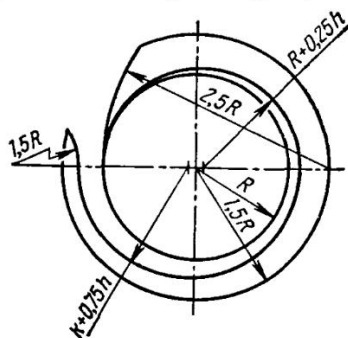


Рис. 22. Схема соплового устройства

Рис. 23. Зависимость ΔT_x от μ для различных сопловых устройств: 1 — три сопла; 2 — четыре сопла; 3 — прямоугольное сопло со спиральным вводом; 4 — двенадцать сопел

Сопловое устройство, предложенное и испытанное А. В. Мартыновым, отличается от предыдущих простой изготовления. Оно имеет несколько тангенциальных сопловых вводов. Поперечное сечение каналов принято прямоугольным с $h:b=1:2$. На рис. 23 представлены результаты испытаний вихревой трубы с различными сопловыми устройствами.

Другие сопловые устройства не имеют преимуществ по сравнению с рассмотренными. Негативное воздействие входящего потока на структуру вихревых течений в камере значительнее при круглой форме сопловых каналов. Отличается сложностью изготовления устройств, предложенных Р. Хильшем и В. С. Мартыновским.

Из анализа опубликованных материалов следует, что наиболее рационально применять сопловое устройство, разработанное А. П. Меркуловым. Оно сочетает высокую эффективность с относительной простотой изготовления. Дальнейшего повышения эффективности можно достигать увеличением числа сопловых вводов. В. И. Метенин и его ученики показали, что при одном вводе ось вихря не совпадает с осью камеры разделения в сопловом сечении; это отрицательно влияет на процесс энергетического разделения. Увеличение числа вводов должно сопровождаться уменьшением интенсивности возмущений, вызываемых входящим потоком, и, кроме того, ростом потерь, вызываемых гидравлическими сопротивлениями каналов. Пока нет данных для определения оптимального числа вводов. Можно ожидать его возрастания с увеличением диаметра камеры разделения.

Переход от односоплового устройства к многосопловому сопровождается усложнением изготовления. Эффективность соплового устройства можно повысить изменением угла наклона каналов к оси камеры разделения. Наклонные сопла можно применять как при одном так и при многосопловом устройствах. Этот способ повышения эффективности также связан с возрастанием сложности изготовления.

Сопловое устройство, разработанное А. В. Мартыновым, следует использовать в случаях, когда простота изготовления является определяющим фактором выбора типа конструкции. Потери от несовершенства формы можно частично компенсировать наклоном сопловых

каналов. В данном случае реализация наклона не усложняет изготовление.

В большинстве случаев сжатый воздух поступает в вихревую трубу из пневмосети при давлении $p_c \gg 0,4$ МПа. Следовательно, полная степень расширения $\varepsilon \gg 4$. При этом принимают критический режим течения на выходе из сопла; расход воздуха через сопловое устройство $G_c = \alpha_c \beta_c G_t$, где α_c — коэффициент расхода, учитывающий неравномерность распределения скорости по площади поперечного сечения (рекомендуют принимать для тангенциальных сопел $\alpha_c = 0,85 \dots 0,90$, для спиральных сопел $\alpha_c = 0,88 \dots 0,95$); $\beta_c = 1,24 - 0,34\mu$ — корректирующий множитель, учитывающий влияние режима работы вихревой трубы на расход воздуха через сопло; $G_t =$

$$= \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \sqrt{\frac{k}{RT_c}} p_c F_c$$

— теоретический расход воздуха при критическом режиме течения через сопла (F_c — суммарная площадь сечений каналов, в которых устанавливается критический режим течения).

Расчетные значения G_c удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными в диапазоне изменения параметров: $\varepsilon = 4 \dots 17$; $\bar{L} = 8 \dots 15$; $\mu = 0,20 \dots 0,75$; $p_x = 0,1 \dots 0,2$ МПа.

Взаимосвязь F_c с другими размерами вихревой трубы обычно выражают через относительную площадь проходного сечения сопла $\bar{F}_c = 4F_c / (\pi D_0^2)$; принимают $\bar{F}_c \varepsilon^{1/k} = 0,327$. Такая взаимосвязь безусловно упрощена. Она получена при обработке экспериментальных материалов (см. рис. 10). Вывод зависимости базируется на предположении, что соблюдаются условия подобия протекания процессов в геометрически подобных вихревых трубах. Именно это предположение позволило получить столь простую зависимость, когда $\bar{F}_c$ является функцией одной лишь переменной ε . Естественно, предлагаемая зависимость является приближенной, так как в действительных вихревых трубах нет полного соблюдения условий подобия.

Следует заметить, что из той же предпосылки исходили и все другие авторы, рекомендовавшие соотношения отдельных размеров и уравнения для их расчета. Обычно искомый размер представляют как функцию одного, реже двух параметров. Такое упрощение не

приведет к ошибке в расчете только при соблюдении условий подобия.

Новый подход к выбору размеров опубликован в работе [6], авторы которой с помощью ЭВМ обработали опубликованные материалы и результаты собственных исследований. Для определения оптимальной относительной площади проходного сечения сопла они рекомендуют зависимость $\bar{F}_c = 0,01 + 0,2\varepsilon^{-0,6}\mu^{-0,6}D_x^{1,7}D_0^{-0,2}$, полученную по материалам испытаний конических вихревых труб с $D_0 = 0,02$ и $0,042$ м при степени расширения $\varepsilon = 2 \dots 16$ и доли охлажденного потока $\mu = 0,20 \dots 0,75$. Эта зависимость иллюстрирует сложность взаимосвязи площади проходного сечения сопла с другими размерами и режимными параметрами. В принципе при таком подходе можно получить практически точные зависимости. Но для этого необходимо проведение испытаний большого числа вихревых труб по специально разработанной программе. Однако подобные зависимости не совсем удобны для проведения поисковых расчетов, связанных с использованием метода последовательных приближений и специальных номограмм.

Следующий элемент вихревой трубы и любого другого вихревого аппарата — камера разделения. Сначала применяли только цилиндрические камеры разделения. Основное преимущество которых — простота изготовления. И в настоящее время часто это преимущество является определяющим.

В дальнейшем В. П. Гендал предложил коническую камеру разделения, использование которой позволило повысить КПД вихревых труб. Однако при этом усложнилось изготовление и возросли размеры поперечного сечения вихревого аппарата. Эти недостатки привели к необходимости разработки цилиндроконических камер разделения. В таких камерах участок, близкий к сопловому сечению, выполняют коническим, остальная часть камеры имеет цилиндрическую форму.

Оптимальное значение угла конусности $\alpha = 3^\circ 36'$ получено В. П. Гендалом при исследовании вихревой трубы с цилиндроконическими камерами разделения. Длина конического участка камеры $L_k = 4D_0$, цилиндрического участка $L_{ц} = 30D_0$. Другими исследователями испытаны трубы с коническими камерами разделения при относительной длине $\bar{L} = 10 \dots 20$. Во всех случаях полу-

чен оптимальный угол $\alpha \approx 3,6^\circ$. Из совпадения значений α для конической и цилиндрической камер разделения не следует делать вывод о том, что значение угла α на участках, удаленных от соплового сечения, не влияет на КПД вихревой трубы. Найденное значение угла конусности оптимально для участков, близких к сопловому сечению. Возможно, для других участков существуют другие оптимальные значения угла, для определения которых необходимы дополнительные исследования.

Наибольшее число работ посвящено определению оптимальной длины камеры разделения. Несмотря на это, не удалось получить достаточно надежных рекомендаций. Более того, пока не доказано существование оптимума длины всех видов камер энергетического разделения. Обычно длину ограничивают таким значением, превышение которого не приводит к заметному увеличению КПД. Так, Р. Хильш ограничил относительную длину исследованной им цилиндрической камеры значением $\bar{L}=50$, С. Фултон — $\bar{L}=33$. В более поздних работах [31] показано, что и при $\bar{L}>100$ увеличение длины сопровождается ростом КПД. При конических и цилиндрических камерах разделения принимали $\bar{L}=30\ldots 35$. Проведенные Ю. В. Чижиковым эксперименты на трубе с коническими камерами разделения при $D_0=10$ мм показали, что рост КПД практически прекращается при $\bar{L}>15$. Анализ опубликованных материалов позволяет отметить такую закономерность: в трубах без развихрителей рациональное значение относительной длины $\bar{L}$ растет с увеличением диаметра D_0 . Для количественного описания этой закономерности недостаточно опытных данных. Однако сам факт ее существования свидетельствует о том, что даже в простейших вихревых трубах, различающихся только диаметром камеры разделения, нет полного подобия процессов.

В трубах без развихрителей часто ограничивают длину камеры разделения для обеспечения удобной компоновки вихревой трубы с другим оборудованием. Если таких ограничений нет, то можно принимать относительную длину цилиндрической камеры разделения $\bar{L} \leq 50$. Для вихревых труб с коническими и цилиндрическими камерами разделения при $D_0>10$ мм можно

принимать $\bar{L} \leq 35$. При этом длина начального конического участка камеры должна быть больше $3D_0$. При $D_0 \leq 10$ мм длину конических камер разделения рационально ограничить $\bar{L} = 15$.

Как уже отмечено, применение развихрителей позволяет повысить КПД вихревой трубы и уменьшить длину камеры разделения. Однако пока не известны исследования, направленные на выявление взаимосвязи параметров развихрителя с диаметром и длиной камеры разделения, а также с давлением p_c и степенью расширения ϵ . А. П. Меркулов рекомендует принимать длину цилиндрической камеры $L = 9D_0$, В. А. Сафонов рекомендует принимать длину конической камеры $L = 12D_0$; эти рекомендации получены по результатам испытаний созданных ими вихревых труб (см. рис. 13 и 14).

При установке диффузора (лопаточного или щелевого) для нагретого потока существенно изменяется процесс энергетического разделения (см. рис. 19). В. И. Метенин получил высокие значения коэффициента температурной эффективности вихревой трубы с конической камерой разделения при $\bar{L} = 3$, $\alpha = 3,6^\circ$ и $D_0 = 21$ мм. Труба была снабжена лопаточным диффузором и сетчатым развихрителем, установленным на торце камеры разделения (см. рис. 18). Ш. А. Пиралишвили получил наилучшие результаты на трубах с подачей воздуха от постороннего источника при длине камеры разделения $L = 3D_0$. В охладителях с циркуляцией потока промежуточного давления, разработанных А. В. Мурашкиным, наибольший КПД также зафиксирован при длине камеры разделения $L = 3D_0$. Из сказанного следует, что при наличии диффузора на нагретом потоке нужно принимать относительную длину камеры разделения $\bar{L} = 3 \dots 4$.

Применительно к рассматриваемому вопросу представляет интерес конструкция аппарата, разработанного В. А. Высочиным (рис. 24) и обладающего высокой эффективностью при относительной длине камеры разделения $\bar{L} = 3,5$.

Развихритель изготовлен в виде 16-ти радиальных пластин 4 с дефлектором 3 и рециркуляционным патрубком 1 в центральной части. Патрубок 1 на стороне, обращенной к диафрагме, имеет крышку 2. На боковой

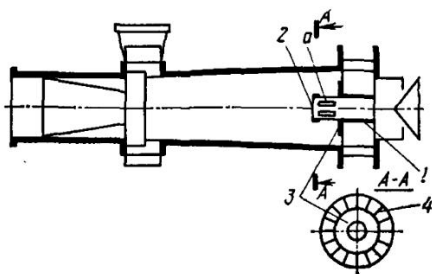


Рис. 24. Вихревая труба с рециркуляционным патрубком нагретого потока

поверхности выполнены продольные щели a , через которые рециркулирующий поток возвращается в камеру разделения. Исследование показало, что эффективность существенно зависит от соотношения размеров развихрителя. Для вихревого аппарата с $D_0 = 100$ мм оптимальны следующие размеры: диаметр дефлектора $0,8D_0$, площадь выпускных щелей в патрубке $0,072\pi D_0^2/4$. Щели могут быть как строго аксиальными, так и винтовыми.

В данном случае длина камеры разделения уменьшена без использования специального диффузора на нагреваемом потоке, т. е. практически без увеличения поперечных размеров аппарата. Последнее особенно важно при больших D_0 . Благодаря дефлектору и рециркуляции нагретого потока удалось отеснить периферийный вихревой поток к стенкам камеры разделения. Наличие глухого торца патрубка позволило создать местную зону с пониженным давлением. В результате был сформирован приосевой поток преимущественно из воздуха, стекающего из внутренних слоев периферийного вихря на конечном участке камеры разделения.

В работе [36] приведены результаты исследования оригинальной конструкции вихревой трубы с цилиндрической камерой разделения ($D_0 = 52,8$ мм, $\bar{L} = 17$) — рис. 25. На расстоянии $5,4D_0$ от диафрагмы камеры энергетического разделения были изогнуты под углом $0, 15, 45$ и 90° , радиус изгиба 28 мм (кривые 1—4). Одна из камер имела угол изгиба 90° , радиус изгиба 132 мм (кривая 5). На рис. 25 приведены характери-

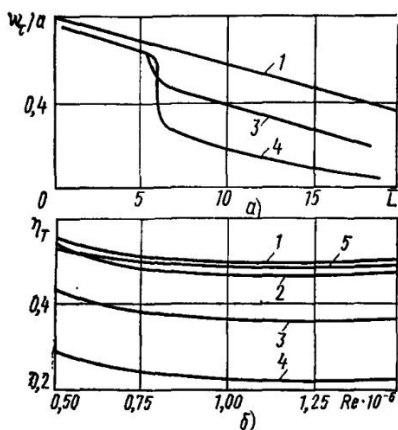


Рис. 25. Характеристики вихревых труб при угле изгиба α камеры энергетического разделения:

1 — $\alpha=0$; 2 — $\alpha=15^\circ$; 3 — $\alpha=45^\circ$; 4 — $\alpha=90^\circ$; 5 — $\alpha=90^\circ$ (радиус изгиба 132 мм)

стики вихревой трубы при $p_c=0,241$ МПа, $G_c=0,147$ кг/с, $T_c=300$ К, $\mu=0,5$. Тангенциальную скорость w_t измеряли на стенке камеры энергетического разделения. Число Рейнольдса определяли как $Re=D_0 w_{cp}/\nu$, где w_{cp} — средняя скорость потока на срезе сопла, ν — кинематическая вязкость.

Изгиб камеры на 15° практически не влияет на w_t (рис. 25, а), как и изгиб на 90° при его большом радиусе, а при малом радиусе изгиб на 45° , и особенно на 90° приводит к резкому уменьшению w_t в месте изгиба. Изменяются профили осевой скорости, давления и температуры по радиусу. Соответственно резко снижается эффективность процесса энергетического разделения в камерах с изломом или резким изгибом (рис. 25, б). Если радиус изгиба значительно превышает радиус камеры, то влияние изгиба на КПД незначительно. Применение изогнутых камер разделения облегчает компоновку вихревых труб с другими агрегатами.

Диафрагмой называется устройство для вывода охлажденного потока из камеры энергетического разделения. В первых вихревых трубах диафрагму выполняли в виде шайбы с центральным отверстием. В большинстве современных конструкций диафрагма содержит конический диффузор с углом конусности $10-15^\circ$. Длину

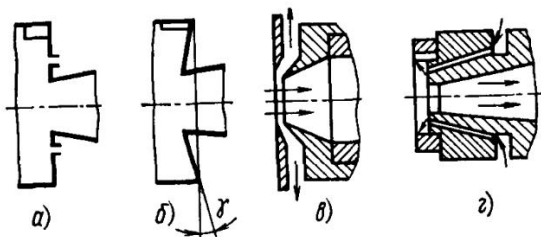


Рис. 26. Диафрагмы с устройствами для уменьшения стока пограничного слоя в охлажденный поток

диффузора принимают равной $(2-3)D_0$. Диффузор предназначен для утилизации кинетической энергии охлажденного потока и позволяет несколько увеличить перепад давлений в камере разделения. Благодаря этому ΔT_x увеличивается на 1—5 К.

Известные конструкции диафрагм различаются в основном устройствами, предназначенными для уменьшения негативного влияния стока пограничного слоя в охлажденный поток. Диафрагма, показанная на рис. 26, а, образует плоскую торцовую стенку камеры разделения. Для уменьшения стока сделана кольцевая выточка. Она создает местное завихрение, которое способствует отводу пограничного слоя в камеру разделения. Такое простое решение повышает КПД вихревого аппарата и позволяет увеличить диаметр отверстия (D_x) для выхода охлажденного потока. Вихревые трубы малого диаметра выполняют с так называемой скошенной диафрагмой (рис. 26, б). При угле $\gamma = 9...11^\circ$ коэффициент температурной эффективности в 1,12—1,15 раза превышает полученный на конструкциях с плоской торцовой стенкой камеры разделения. В варианте конструкции, приведенном на рис. 25, в, пограничный слой отводится вместе с частью охлажденного потока через щель в атмосферу. Такое устройство позволяет существенно увеличить ΔT_x , но при этом уменьшается доля полезно используемого охлажденного потока. Разработано сепарационное устройство [15], в котором отводимый с периферии диафрагмы газ не выбрасывается, а отводится ко второму потребителю. При этом охлажденный поток делится на два потока с различными температурами. В варианте конструкции, показанном на рис. 25, г, пре-

дусмотрен сдвиг пограничного слоя сжатым воздухом, подводимым дополнительно в камеру разделения. Для этого на торцовой стенке выполнены отверстия диаметром $d=0,10...0,15$ мм, равномерно распределенные по окружности.

Наиболее важный расчетный размер — диаметр отверстия в диафрагме. Для цилиндрической вихревой трубы при $\varepsilon=3...6$ удобным и достаточно точным является расчетное уравнение, предложенное А. П. Меркуловым:

$$\bar{D}_x = 0,350 + 0,313\mu. \quad (16)$$

Аналогичное уравнение предложил Ю. В. Чижигов для определения диаметра диафрагмы конической вихревой трубы, работающей в том же диапазоне степени расширения,

$$\bar{D}_x = 0,36 + 0,37\mu. \quad (17)$$

Увеличение степени расширения сопровождается увеличением общего расхода газа и расхода охлажденного потока при заданном μ ; поэтому оптимальный диаметр отверстия в диафрагме зависит не только от μ , но и от $\bar{F}_c$ и ε . С увеличением степени расширения растет относительный диаметр диафрагмы $\bar{D}_x$ и увеличивается сток пограничного слоя. Для учета этих обстоятельств Ю. В. Чижигов предложил уравнение

$$\bar{D}_x = k_1 \sqrt{(\mu + \vartheta) \bar{F}_c \varepsilon} / \alpha_d,$$

где k_1 — численный коэффициент; $\alpha_d=0,8...0,85$ — коэффициент расхода; ϑ — величина, пропорциональная расходу пограничного слоя.

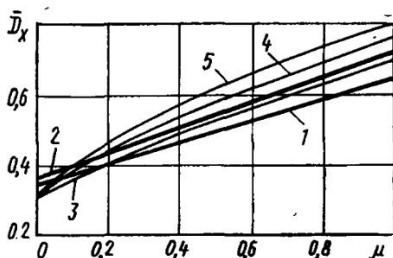
В результате обработки экспериментальных данных, полученных на вихревых трубах различного диаметра при $\varepsilon=3...22$, предложено упрощенное расчетное уравнение

$$\bar{D}_x = 0,9 \sqrt{(\mu + 0,2) \bar{F}_c \varepsilon}. \quad (18)$$

На рис. 27 приведены кривые $\bar{D}_x$, рассчитанные по различным уравнениям. При малых μ и ε диаметры отверстий отличаются незначительно. При $\mu>0,2$ кривая 1 оптимальна для цилиндрических вихревых труб, а кривая 2 — для конических. При $\varepsilon \geq 6$ необходимо учи-

Рис. 27. График к определению диаметра отверстия в диафрагме:

1 — по уравнению (16); 2 — по уравнению (17); 3, 4 и 5 — по уравнению (18) [3 — $\varepsilon=5$; 4 — $\varepsilon=9$; 5 — $\varepsilon=13$]



тывать влияние степени расширения на относительный диаметр отверстия диафрагмы. Следует заметить также, что при $\varepsilon > 6$ диафрагму необходимо снабжать устройством для уменьшения негативного влияния стока пограничного слоя в охлажденный поток (см. рис. 26). Предлагаемое упрощенное уравнение справедливо только для диафрагм с такими устройствами.

2.2. Расчет адиабатной вихревой трубы

Вихревая труба обычно предназначена для термостатирования. Из теплового расчета установки находят тепловую нагрузку $Q_y = c_p G_y \Delta T_y$, где G_y — расход газа через термостатируемый объем; ΔT_y — изменение температуры при движении газа через камеру с термостатируемым устройством.

При работе в режиме охлаждения расход охлажденного потока $G_x = G_y$, температура $T_x \approx T_{y1}$, а $\Delta T_y = T_{y2} - T_{y1}$; здесь T_{y1} и T_{y2} — температура газа соответственно на входе и выходе из камеры охлаждения. При работе в режиме нагрева $G_r = G_y$ и $T_r = T_{y1}$. В этом случае $\Delta T_y = T_{y1} - T_{y2}$.

Рассмотрим порядок расчета вихревой трубы, работающей в режиме охлаждения. Известны T_x , G_x и p_x , а также параметры сжатого газа p_c и T_c перед соплом вихревой трубы. Часто вихревую трубу встраивают в существующую систему. Тогда p_c и T_c в месте подвода сжатого газа к вихревой трубе определяют при тепловом расчете системы. В редких случаях подбирают компрессорное оборудование специально для обеспечения работы вихревой трубы. Тогда параметры сжатого газа находят по параметрам серийно выпускаемого оборудования.

На первом этапе расчета определяют степень расширения $\varepsilon = p_c/p_x$, требуемый коэффициент температурной эффективности [по формуле (4)] и относительную площадь проходного сечения сопла [по формуле (13)].

Тип конструкции вихревой трубы обычно выбирают до начала расчета. По литературным данным, по материалам собственных опытов, а также исходя из оценок технологических возможностей предприятия и условий компоновки выбирают тип камеры разделения, форму развихрителя и других конструктивных элементов, т. е. в большинстве случаев разработчик имеет характеристики вихревых труб, близких к проектируемой по конструкции и диаметру D_0 . Тогда долю охлажденного потока μ для найденного значения η'_T определяют по экспериментальной зависимости $\eta_T = f(\mu)$. Если такой характеристики нет, то используют расчетные зависимости, полученные аппроксимацией экспериментальных данных. Следует подчеркнуть, что расчет и выбор всех геометрических соотношений обязательно выполняют в строгом соответствии с рекомендациями автора используемой аппроксимирующей зависимости. Произвольная комбинация зависимостей и рекомендаций, заимствованных из методик различных авторов, часто приводит к созданию малоэффективных вихревых труб.

Применительно к расчету адиабатных вихревых труб с коническими и цилиндрическими камерами разделения при $\mu = 0,20 \dots 0,75$ можно рекомендовать следующую аппроксимирующую зависимость:

$$\eta_T = (0,455 + 0,282\mu - 0,835\mu^2)/(\bar{F}_c \varepsilon)^{1/2}. \quad (19)$$

Из равенства $\eta'_T = \eta_T$ получено значение доли охлажденного потока

$$\mu = 0,17 + \sqrt{0,574 - \eta'_T (\bar{F}_c \varepsilon)^{1/2} / 0,835}. \quad (20)$$

Расход сжатого газа через вихревую трубу $G_c = G_x/\mu$. Площадь сечения сопла для режима докритического истечения

$$F_c = \left(\frac{k-1}{2k} \right)^{1/2} \sqrt{RT_c} \frac{(p_c/p'_c)^k}{\alpha_p \beta_c p_c \sqrt{1 - (p_c/p'_c)^{(k-1)/k}}},$$

где p'_c — давление на срезе сопла.

Площадь сечения сопла для режима критического истечения

$$F_c = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}} \frac{G_c \sqrt{RT_c}}{\alpha_c \beta_c p_c},$$

где α_c — коэффициент расхода сопла; $\beta_c = 1,24 - 0,3\mu$ — коэффициент, учитывающий режим работы. Диаметр вихревой трубы в сопловом сечении

$$D_0 = 1,97 \sqrt{F_c \varepsilon^{1/k}}.$$

Как следует из опубликованных материалов, КПД вихревых труб зависит от D_0 . Это объясняется тем, что нет строгого соблюдения условий подобия процессов в геометрически подобных вихревых аппаратах.

А. П. Меркулов [16] предложил следующую зависимость для определения поправки: $\Delta\eta_t = 0,005(D_0 - 33)$, где D_0 — диаметр трубы, мм. С учетом этой поправки находят $\eta_t = \eta_t^* + \Delta\eta_t$, где η_t^* — коэффициент температурной эффективности трубы диаметром $D_0 = 33$ мм. В более поздних исследованиях труб диаметром $D_0 > 33$ мм не выявлен значительный рост η_t при увеличении диаметра. В связи с этим поправку в расчет обычно вводят только при $D_0 < 33$ мм.

В соответствии с изложенным при $D_0 < 33$ мм находят новое значение

$$\eta'_t = \frac{T_c - T_x}{T_c (1 - 1/\varepsilon^{(k-1/k)})} - \Delta\eta_t \quad (21)$$

и повторяют расчет в той же последовательности. При уточненном значении D_0 определяют диаметр отверстия диафрагмы D_x . Для труб с коническими и цилиндрическими камерами разделения D_x рассчитывают по формуле (18).

Параметры нагретого потока определяют из уравнений материального и теплового балансов. Расход нагретого потока $G_r = G_c - G_x$. Температура нагретого потока $T_r = T_c + \Delta T_x \mu / (1 - \mu)$.

Далее выбирают основные конструктивные размеры в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 2.1.

При расчете вихревых труб с цилиндрической камерой разделения используют экспериментальные зависи-

мости $\eta_T = f(\mu)$. Значение F_c (или $\bar{F}_c$) можно определять по приведенным выше формулам. Диаметр отверстия диафрагмы определяют по зависимости (16).

В отличие от известных методик [15, 16] не вводят понятия оптимальной площади проходного сечения сопла или оптимальной степени расширения газа, поскольку оптимизация основных конструктивных размеров F_c , D_0 , D_x по режимным параметрам ϵ и μ заложена в методику расчета.

Если вихревую трубу используют для нагрева термостатируемых устройств, то исходными данными для расчета являются T_r и G_r . В этом случае $\Delta T_x = (T_r - T_c) (1 - \mu) / \mu = \Delta T_r (1 - \mu) / \mu$ и коэффициент температурной эффективности $\eta_T = \frac{1 - \mu}{\mu} \frac{\Delta T_r}{\Delta T_s}$.

Если используют экспериментальные материалы в виде зависимостей $\eta_T = f(\mu)$ или $\Delta T_x = f(\mu)$, то для удобства расчетов по ним нужно построить зависимости $\mu \eta_T / (1 - \mu)$ или ΔT_r от μ . Если для труб с конической и цилиндроконической камерами разделения используют приведенную выше аппроксимирующую зависимость, то получают следующее уравнение:

$$\frac{1 - \mu}{\mu} \frac{\Delta T_r}{\Delta T_s} = \frac{0,455 + 0,282\mu - 0,835\mu^2}{(\bar{F}_c \epsilon)^{1/2}}.$$

При решении этого уравнения используют методы графоаналитические или последовательных приближений. При найденном значении μ определяют расход сжатого газа $G_c = G_r / (1 - \mu)$. Дальнейшие расчеты проводят в той же последовательности, что и при расчете вихревых труб, работающих в режиме охлаждения. Если $D_0 < 33$ мм, то вычисляют $\Delta \eta_T$. Уточненное значение μ находят решением уравнения

$$\frac{1 - \mu}{\mu} \frac{\Delta T_r}{\Delta T_s} - \Delta \eta_T = \frac{0,455 + 0,282\mu - 0,835\mu^2}{(\bar{F}_c \epsilon)^{1/2}}.$$

Далее расчет повторяют.

В некоторых случаях к началу расчета известны параметры сжатого воздуха перед соплом, тепловая нагрузка установки Q_y и температура воздуха на выходе из камеры термостатирования T_{y2} . Тогда в задачу поискового расчета входит определение такого значения T_{y1} , при котором расход сжатого газа минимальный. Допу-

стим, вихревая труба работает в режиме охлаждения. Тогда расход охлажденного потока $G_x = Q_y / [c_p (T_{y2} - T_x)]$. Расход сжатого воздуха $G_c = G_x / \mu = Q_y / [\mu c_p (T_{y2} - T_c + \Delta T_s \eta_T)]$. Минимальному расходу соответствует максимум величины $[\mu \Delta T_s \eta_T - \mu (T_c - T_{y2})]$, т. е. оптимальная величина $\mu_{opt} < \mu_{opt}^*$, где μ_{opt}^* — значение μ , соответствующее максимуму удельной холодопроизводительности вихревой трубы. Напомним, что $q = c_p \mu \Delta T_x = c_p \Delta T_s \mu \eta_T = c_p \Delta T_s \eta$.

Пример 1. Рассчитать вихревую трубу, предназначенную для подачи охлажденного воздуха в камеру термостатирования. Из теплового и гидравлического расчетов камеры получены исходные данные — параметры охлажденного потока $T_x = 278$ К, $G_x = G_y = 0,07$ кг/с, $p_x = 0,105$ МПа. Параметры сжатого воздуха в месте подсоединения вихревой трубы к пневмосети объекта $p_c = 0,7$ МПа и $T_c = 323$ К.

1. Требуемый коэффициент температурной эффективности

$$\eta_T = \frac{323 - 278}{323 (1 - 1/6,65^{0,286})} = 0,338;$$

степень понижения давления $\varepsilon = 0,70/0,105 = 6,65$.

2. Относительная площадь проходного сечения сопла

$$\bar{F}_c = 0,327/6,65^{1,4} = 0,084.$$

3. Предполагаем использование вихревой трубы с конической камерой разделения. Относительная доля охлажденного потока

$$\mu = 0,17 + \sqrt{0,574 - 0,338 (0,084 \cdot 6,65)^{1/3} / 0,835} = 0,66.$$

4. Расход сжатого воздуха $G_c = 0,07/0,66 = 0,106$ кг/с.

5. Площадь проходного сечения сопла

$$F_c = \left(\frac{1,4 + 1}{2} \right)^{\frac{1,4 + 1}{2(1,4 - 1)}} \frac{0,106 \sqrt{287 \cdot 323}}{0,96 (1,24 - 0,3 \cdot 0,60) 0,7 \cdot 10^6} = 81 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

Здесь коэффициент расхода принят $\alpha_c = 0,96$ в предположении, что будет применено спиральное сопло.

6. Диаметр трубы в сопловом сечении

$$D_0 = 1,97 \sqrt{81 \cdot 10^{-6} \cdot 6,65^{1/1,4}} = 0,0352 \text{ м.}$$

В дальнейшем принимаем $D_0 = 35$ мм.

7. Допустим, что нет жестких ограничений на длину вихревой трубы. Принимаем $L = 20D_0 = 700$ мм. Угол конусности $\alpha = 3,5^\circ$.

8. Диаметр отверстия в диафрагме

$$D_x = 0,9 \cdot 35 \sqrt{(0,66 + 0,2) 0,084 \cdot 6,65} = 21,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_x = 22$ мм.

9. Длина диффузора диафрагмы $L_d = 3D_0 \approx 100$ мм, угол конусности диффузора $\alpha_d = 10^\circ$.

Пример 2. Рассчитать вихревую трубу с конической камерой разделения при $p_c = 0,7$ МПа, $T_c = 323$ К, $p_x = 0,105$ МПа, $T_{y2} = 288$ К и заданной тепловой нагрузке $Q_y = 705$ Вт.

1. Минимальному расходу сжатого воздуха соответствует максимум величины

$$x = \Delta T_s \mu \eta_T - \mu (T_c - T_{y2}) = \Delta T_s \mu \frac{0,455 + 0,282\mu - 0,835\mu^2}{(\bar{F}_{ce})^{1/3}} - \mu (T_c - T_{y2}).$$

Этому условию соответствует $dx/d\mu = 0$, т. е. $\Delta T_s \times (0,455 + 0,564\mu - 2,51\mu^2) - (\bar{F}_{ce})^{1/3} (T_c - T_{y2}) = 0$ или $\mu^2 - 0,266\mu - 0,182 + (\bar{F}_{ce})^{1/3} (T_c - T_{y2}) / (2,51 \Delta T_s) = 0$.

Тогда $\mu_{opt} = 0,113 + \sqrt{0,195 - (\bar{F}_{ce})^{1/3} (T_c - T_{y2}) / (2,51 \Delta T_s)}$.

Величины $\bar{F}_c$, ε и ΔT_s вычислены ранее (см. пример 1): $\bar{F}_c = 0,084$, $\varepsilon = 6,65$, $\Delta T_s = 133$ К.

Тогда $\mu_{opt} = 0,113 + \sqrt{0,195 - (0,084 \cdot 6,65)^{1/3} (323 - 288) / (2,51 \cdot 133)} = 0,443$.

2. Коэффициент температурной эффективности

$$\eta_T = \frac{0,455 + 0,282 \cdot 0,443 - 0,835 \cdot 0,443^2}{(0,084 \cdot 6,65)^{1/3}} = 0,505.$$

3. Температура охлажденного потока $T_x = T_c - \Delta T_s \eta_T = 323 - 133 \times 0,505 = 254$ К.

4. Расход охлажденного воздуха

$$G_x = \frac{Q_y}{c_p (T_{y2} - T_x)} = \frac{705}{1004 (288 - 254)} = 0,0206 \text{ кг/с}.$$

5. Расход сжатого воздуха $G_c = 0,0206 / 0,443 = 0,0476$ кг/с.

6. Площадь проходного сечения сопла

$$F_c = \left(\frac{1,4 + 1}{2} \right)^{\frac{1,4 + 1}{2(1,4 - 1)}} \times \frac{0,0476 \sqrt{287 \cdot 323}}{0,96 (1,24 - 0,3 \cdot 0,443) 0,7 \cdot 10^6} = 33,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

7. Диаметр трубы в сопловом сечении $D_0 = 1,97 \sqrt{33,4 \cdot 10^{-6} \cdot 6,65^{1/1,4}} = 22,4 \cdot 10^{-3}$ м.

8. Так как $D_0 < 33$ мм, находим приращение $\Delta \eta_T$, вызванное уменьшением диаметра, $\Delta \eta_T = 0,005 (22 - 33) = -0,055$. При столь значительном приращении нужно использовать метод последовательных приближений. Принимаем $\Delta \eta_T = -0,030$, что соответствует $D_0 = 27$ мм.

9. Новое оптимальное значение доли охлажденного потока

$$\mu_{opt} = 0,113 + \sqrt{0,195 + \left(0,399 \eta_T - \frac{T_c - T_{y2}}{2,51 \Delta T_s} \right) (\bar{F}_{ce})^{1/3}} = 0,113 + \sqrt{0,195 + \left(-0,399 \cdot 0,030 - \frac{323 - 288}{2,51 \cdot 133} \right) (0,084 \cdot 6,65)^{1/3}} = 0,427.$$

10. Коэффициент температурной эффективности

$$\eta_T = 0,455 + 0,282 \cdot 0,427 - 0,835 \cdot 0,427^2 - 0,030 = 0,485.$$

11. Температура охлажденного потока $T_x = T_c - \Delta T_s \eta_T = 323 - 133 \cdot 0,485 = 259$ К.

12. Расход охлажденного воздуха $G_x = 705 / [1004(288 - 259)] = 0,0241$ кг/с.

13. Расход сжатого воздуха $G_c = 0,0241 / 0,427 = 0,0565$ кг/с.

14. Площадь проходного сечения сопла

$$F_c = 1,74 \frac{0,0565 \sqrt{287 \cdot 323}}{0,96(1,24 - 0,3 \cdot 0,427) 0,7 \cdot 10^6} = 40 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2.$$

15. Диаметр камеры в сопловом сечении $D_0 = 1,97 \sqrt{40 \cdot 10^{-6} \times 6,55^{1,4}} = 24,4 \cdot 10^{-3}$ м.

16. В следующем приближении принимаем $\Delta \eta_T = 0,040$, что соответствует $D_0 = 25$ мм, и повторяем расчет. При этом получаем следующие значения параметров: $\mu_{opt} = 0,421$; $\eta_T = 0,462$; $T_x = 262$ К; $G_x = 0,0269$ кг/с; $G_c = 0,064$ кг/с; $F_c = 45,2 \cdot 10^{-6}$ м²; $D_0 = 25,4$ мм. Этот расчет можно считать окончательным.

17. Размеры определяем в соответствии с рекомендациями, приведенными в п. 2.1.

В примерах 1 и 2 принята одинаковая тепловая нагрузка $Q_y = 705$ Вт. Однако в примере 1 задана температура $T_{y1} = T_x = 278$ К, что исключило возможность выбора оптимального значения μ и привело к увеличению расхода сжатого воздуха в 1,65 раза по сравнению с расходом, полученным в примере 2. В подобных случаях рационально организовывать рециркуляцию воздуха в камере охлаждения и принимать $T_x < T_{y1}$, что позволяет уменьшить расход сжатого воздуха.

Использование в расчетных примерах зависимости для определения η_T и $\Delta \eta_T$ не дают достаточно надежных результатов при $D_0 < 10$ мм. При расчете вихревых труб малого диаметра нужно применять экспериментальные характеристики образцов, близких к проектируемым по размерам и условиям эксплуатации.

2.3. Влияние влажности воздуха на работу вихревой трубы

Снижение эффективности вихревых труб при работе на влажном воздухе обнаружено в первых исследованиях вихревого эффекта. Однако отсутствие строгого аналитического описания процессов, протекающих в камере разделения, затруднило оценку влияния влажности воздуха на работу вихревых аппаратов различной конструкции. Ниже рассмотрены работы, материалы которых в наибольшей степени способствовали формированию современных воззрений по рассматриваемому вопросу.

Одно из первых исследований работы вихревой трубы на влажном воздухе выполнено В. С. Мартыновским и В. П. Алексеевым. Они предполагали, что при изоэнтропийном расширении влажного воздуха в сопловом вводе эффект охлаждения снижается под действием фазовых переходов, т. е. из-за выпадения конденсата и образования частичек льда в потоке. Вычисленную с учетом этих факторов температуру на срезе сопла сравнивали с температурой изоэнтропийного расширения воздуха до соответствующего давления. Для проверки предположения был проведен эксперимент на вихревой трубе ($D_0=16$ мм) с двухсопловым тангенциальным входом при диаметре отверстия диафрагмы $\bar{d}_x=0,51$, давлении на входе в трубу $p_c=0,9$ МПа и температуре $T_c=291$ К. Эксперименты проведены на воздухе с абсолютным влагосодержанием 9,8...14,7 г/м³ и на предварительно осушенном сжатом воздухе с абсолютным влагосодержанием 1—2 г/м³. Расхождения в значениях ΔT_x в двух сериях экспериментов составляли около 10 К, а по расчету даже при $p_c=0,18$ МПа они должны были составлять 15,5 К. Несовпадение расчетных и опытных результатов позволило сделать вывод о том, что в сопловом вводе водяные пары находятся в переохлажденном состоянии, т. е. конденсация и образование твердой фазы в потоке происходят после выхода воздуха из сопла.

При анализе работы вихревой трубы на влажном воздухе А. П. Меркулов [16] использовал опубликованные материалы и результаты собственных исследований. Автор отмечает, что образовавшийся в присопловых сечениях конденсат практически не сепарируется и поступает в охлажденный поток. Это происходит из-за малых размеров капель и высокой степени турбулизации потока. В результате влагосодержание охлажденного потока и сжатого воздуха на входе в сопло практически одинаковое. Заметим кстати, что наличие конденсата в охлажденном потоке — одна из причин, затрудняющих широкое применение вихревых труб в качестве охладителей. Возникают условия для осаждения и накопления капельной влаги в охлаждаемом объеме. В ряде случаев это недопустимо, так как нарушается работа термостатируемых устройств. Особую опасность осаждение влаги вызывает при $T_x < 273$ К, поскольку капли состоят из переохлажденной воды. При набега-

нии потока на препятствие капли осаждаются и превращаются в лед, забиваются каналы, и нарушается режим охлаждения. В ряде исследований наблюдали также нестабильное протекание процессов в камере разделения вихревой трубы из-за образования плотной корки льда непосредственно на диафрагме. При увеличении толщины корки уменьшается μ , потом происходит подтаивание и срыв корки льда потоком. Этот процесс периодически повторяется.

Предположив, что сепарация конденсата отсутствует, А. П. Меркулов предложил учитывать влияние влажности по зависимости

$$\delta\Delta T_x = q_v/c_p; \quad (22)$$

здесь $\delta\Delta T_x$ — снижение перепада температур на охлажденном конце вследствие фазовых переходов; $q_v = (d_c - d_x) + (i_{св} - i_{хв})$ (d_c и d_x — влагосодержащие соответственно воздуха перед соплом и насыщенного воздуха при $p = p_x$ и $T = T_x$; $i_{св}$ и $i_{хв}$ — удельная энтальпия соответственно паров воды в сжатом воздухе и воды, образовавшей капли жидкости или частички льда после выхода из диафрагмы).

Рассматриваемый вопрос наиболее интересно изложен в работах [4, 9, 22, 23]. Анализ этих материалов позволил следующим образом трактовать процессы, протекающие в вихревых аппаратах. Снижение температуры подаваемого воздуха начинается при его ускорении в сопловом вводе. Однако здесь возможность появления конденсата исключена. При высоких градиентах изменения температуры по длине канала (от 40 до 100 К/см) водяные пары переохлаждаются. Метастабильное состояние нарушается за пределами соплового канала, когда начинается быстрая конденсация паров (скачок конденсации). Такая модель процесса проверена экспериментально на плоских соплах с прозрачными стенками. В камере разделения вихревого аппарата скачок конденсации происходит, вероятно, на некотором расстоянии от соплового сечения. Часть конденсата на участках камеры с высокой радиальной составляющей скорости газа поступает в приосевой поток и выходит из камеры разделения через диафрагму, т. е. уносится охлажденным потоком. Как показано в гл. 1, радиальная составляющая скорости резко умень-

шается при удалении от соплового сечения. В связи с этим длина участка, на котором капельная влага может поступать в приосевой вихрь, незначительна. На остальной части камеры влага проникает в приосевой поток только в виде пара. Это объясняется тем, что центробежная сила превалирует над радиальной составляющей аэродинамической силы, действующей на капли. В основной части камеры капли движутся по траекториям, удаляющимся от оси. При увеличении радиуса повышается температура оmyающего каплю воздуха и жидкость испаряется. В приосевом вихревом потоке осевая составляющая скорости направлена в сторону диафрагмы. Если капля пересекает границу между приосевым и периферийным потоками, то капля и образующиеся из нее пары начинают двигаться в сторону дросселя.

Пары воды попадают в приосевой поток вместе с воздухом, поступающим из периферийного потока. Движение паров от дросселя к диафрагме сопровождается снижением температуры, что вызывает их конденсацию. Следовательно, содержащийся в приосевом потоке конденсат имеет различное происхождение. Одна часть его образуется за пределами приосевого потока, другая — из паров, конденсирующихся в приосевом слое. Соответственно различается и влияние конденсации на эффект температурного разделения. Первая часть конденсата образуется в месте скачка конденсации, что приводит к повышению температуры расширяющегося в сопле воздуха. Одновременно повышается температура воздуха, попадающего в периферийный и приосевой потоки. Это равносильно поступлению в камеру разделения воздуха с повышенной температурой, и, естественно, сопровождается уменьшением ΔT_x . Влияние другой части конденсата может быть более существенным. В данном случае теплота конденсации выделяется в потоке на последних стадиях температурного разделения, т. е. конденсация рассматриваемой части влаги происходит с выделением теплоты в охлажденный поток. Кроме того, не весь образовавшийся в приосевом потоке конденсат уносится с охлажденным потоком через диафрагму. Часть капель пересекает границу между приосевым и периферийным потоками, испаряется, а пары снова возвращаются в приосевой поток для повторной конденсации. Такая циркуляция влаги равно-

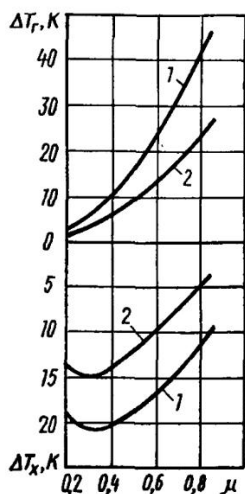
сильна переносу теплоты из периферийного потока в приосевой.

Рассмотрим влияние фазовых переходов на температуру периферийного потока. Пока нельзя ответить на вопрос о том, во всем ли объеме воздуха, поступающего в периферийный поток, происходит конденсация влаги.

Возможно, часть переохлажденных паров подогревается вместе с воздухом и минует промежуточный процесс конденсации. При таком протекании процесса влага не влияет на процесс температурного разделения. Как сказано выше, образование конденсата связано с повышением температуры воздуха за соплом. Но образовавшаяся жидкость потом испаряется, отбирая теплоту от воздуха. Если бы процессы конденсации и испарения проходили термодинамически обратимо, то они не влияли бы на конечное значение температуры периферийного потока. Необратимость процессов приводит к уменьшению кинетической энергии, затрачиваемой на механизм температурного разделения. Следовательно, рассматриваемые процессы должны приводить к снижению температуры воздуха периферийного потока. К снижению температуры воздуха приводит также испарение жидкости, поступающей из приосевого вихревого потока.

Приведенное качественное описание процессов, происходящих в камере разделения во влажном воздухе, хорошо согласуется с экспериментальными материалами. В качестве примера на рис. 28 даны результаты испытаний аппарата на сухом и влажном воздухе, проведенных А. П. Лепявко. Снижение эффекта температурного разделения зависит от доли охлажденного потока. Наибольшее уменьшение эффекта выявлено в диапазоне изменения μ от значения, соответствующего режиму работы с максимальным коэффициентом тем-

Рис. 28. Зависимость эффекта температурного разделения от влажности ($D_0 = 40$ мм; $\bar{L} = 12$; $\alpha = 4^\circ$; $p_c = 0,275$ МПа): 1 — сухой воздух; 2 — влажный воздух



пературной эффективности, до значений, соответствующего режиму работы с максимальным КПД. Это обстоятельство свидетельствует об отрицательном воздействии фазовых переходов на механизм температурного разделения. Некоторое уменьшение эффекта охлаждения при больших значениях μ вызвано снижением температуры периферийного вихревого потока, т. е. воздействием сопутствующего фактора. Известно, что отвод теплоты от стенок камеры, также снижающий температуру периферийного потока, приводит при больших μ к повышению эффективности работы вихревого аппарата.

Форма и размер камеры разделения влияют на интенсивность перемещений влаги из одного вихревого потока в другой. Уже в первых исследованиях обнаружено, что с увеличением длины цилиндрической камеры разделения возрастает негативное влияние влажности.

Позже выявлено, что в трубах с развихрителями снижение эффекта разделения больше, чем в трубах без развихрителей. В конических трубах влияние влажности сказывается меньше, чем в цилиндрических. Мероприятия, направленные на улучшение условий формирования приосевого вихревого потока обычно сопровождаются возрастанием негативного влияния влаги на эффект температурного разделения. Пока нет материалов, достаточно убедительно показывающих увеличение влияния влажности при уменьшении диаметра камеры разделения, однако есть основание предполагать усиление ее негативного влияния. С уменьшением диаметра камеры увеличиваются центробежные силы, что должно интенсифицировать переход капелек жидкости из приосевого в периферийный вихревой поток. Это должно интенсифицировать циркуляцию влаги в камере и увеличивать потери холода из-за повторной конденсации паров в приосевом потоке.

Замечено, что в аппаратах с наклонным соплом меньше содержание капельной влаги в охлажденном потоке и сокращение эффекта охлаждения. Однако роль угла наклона стенок соплового канала к оси камеры исследована пока недостаточно. Более подробно исследованы другие методы повышения эффективности процесса энергетического разделения при работе на влажном воздухе и уменьшения содержания капельной влаги в охлажденном потоке. Авторы работ [4, 23, 24] изменили конструкцию диафрагмы, предложив выполнять

ее в виде трубки, выступающей в камеру разделения на $(1,5-3,0)D_x$. Наружная поверхность трубки коническая с углом конусности $3,5-7^\circ$. Одновременно предложено увеличить длину канала соплового ввода так, чтобы градиент изменения температуры по длине канала не превышал 25 К/см . Это способствует уменьшению степени переохлаждения паров и приближению скачка конденсации к срезу сопла. А. А. Поляков, приняв изотропийным течение воздуха в канале, получил зависимость

$$\bar{F} = \frac{F}{F_{кр}} = \frac{1}{M} \left[\frac{2}{k+1} \left(1 - \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right]^{\frac{k+1}{2(k-1)}},$$

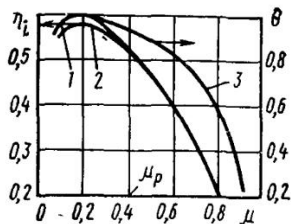
где $\bar{F}$ — относительная площадь поперечного сечения; F — текущее значение площади поперечного сечения канала; $F_{кр}$ — площадь канала в критическом сечении; M — число Маха.

При линейном распределении температуры по длине канала

$$M = \sqrt{2(T_0 - T)/(T(k-1))}.$$

Реализация указанных предложений позволила повысить эффективность вихревого аппарата при работе на влажном воздухе (рис. 29). Наличие влаги в потоке привело к снижению эффективности только при $\mu < \mu_p = 0,4$. Такой результат можно объяснить следующим. Начальный участок камеры разделения фактически является сепаратором жидкой фазы, образовавшейся за срезом сопла. Капельки влаги смещаются к наружной стенке камеры. Благодаря этому приосевой поток формируется из слоев газа с уменьшенным влагосодержанием. Снижение эффективности при малых μ вызвано повышением температуры воздуха из-за конденсации влаги. Отрицательное влияние этого фактора одинаково

Рис. 29. Зависимость эффективности охлаждения η_i сухого (кривая 1) и влажного (кривая 2) воздуха и эффективности осушки Θ охлажденного потока (кривая 3) от доли охлажденного потока ($D_0=50 \text{ мм}$; $\bar{L}=12$; $p_c=0,5 \text{ МПа}$; $d_c=1,8 \text{ г/кг}$)



во при всех значениях μ . Другим фактором является снижение температуры воздуха в периферийном потоке. Действие этого фактора усиливается при увеличении μ . При $\mu = \mu_p$ положительное влияние второго фактора полностью компенсирует потери холода от повышения температуры воздуха на входе в камеру разделения и от возможной конденсации влаги в приосевом вихревом потоке. В рассматриваемом эксперименте равновесие наступило при $\mu_p = 0,4$. При других параметрах сжатого воздуха равновесию соответствуют другие значения μ . Вероятно, при $\mu > \mu_p$ конденсат не может выходить через боковую поверхность приосевого вихревого потока. Он образуется в центральных слоях и испаряется во внешних слоях этого потока, т. е. прекращается циркуляция влаги из одного вихревого потока в другой и обратно. Благодаря этому исключаются потери холода от повторной конденсации паров воды и при $\mu > \mu_p$ соблюдается равенство КПД при работе аппарата на сухом и на влажном воздухе.

Увеличение длины канала соплового ввода и организация сепарационного участка в камере разделения вызывают дополнительные потери кинетической энергии. В связи с этим КПД аппаратов рассматриваемой конструкции при работе на сухом воздухе всегда меньше КПД аппаратов с обычными соплом и камерой разделения. Только при работе на влажном воздухе предлагаемые конструктивные решения позволяют повышать КПД вихревого охладителя.

На рис. 29 приведена зависимость $\theta = (d_0 - \mu d_x) / d_0$ от μ ; здесь d_0 и d_x — влагосодержание сжатого и охлажденного воздуха. Во всем диапазоне изменения μ влагосодержание охлажденного воздуха меньше, чем сжатого. Основным преимуществом аппаратов рассматриваемой конструкции следует считать то, что в них удается уменьшить или полностью исключить содержание капельной влаги в охлажденном потоке. Это достигнуто отводом основной части капельной влаги в пристеночные слои вихря, в которых радиальная составляющая скорости потока направлена от оси к стенке. Пары, образовавшиеся при испарении жидкости в этих слоях, не могут попасть в приосевой поток (если пренебречь турбулентными пульсациями и диффузией).

При обычной конструкции трубы влияние влажности можно учитывать по методике, предложенной

Рис. 30. Номограмма для расчета вихревой трубы, работающей на влажном воздухе

А. П. Меркуловым. Суть ее заключается в следующем. На первом этапе определяют перепад температур на охлажденном конце трубы $\Delta T_{x, \text{сух}}$ при работе на сухом воздухе. По уравнению (22) рассчитывают поправку $\delta \Delta T_x$, учитывающую влияние фазовых переходов воды в охлажденном потоке. Далее находят перепад температур при работе на влажном воздухе $\Delta T_x = \Delta T_{x, \text{сух}} - \delta \Delta T_x$. Как следует из проведенного выше качественного анализа процессов, предлагаемая зависимость завышает величину эффекта охлаждения. Это подтверждают результаты экспериментальных исследований. Но авторам настоящей книги не удалось систематизировать эти материалы для получения достаточно надежной оценки расхождения расчетных и экспериментальных результатов.

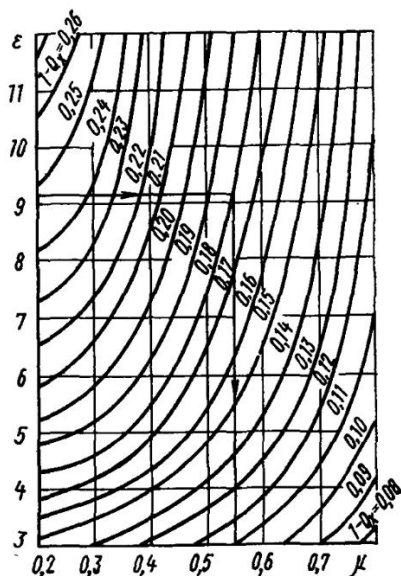
Методика расчета аппаратов с удлиненным сопловым вводом и сепарационным участком в камере разделения разработана А. П. Лепявко и А. А. Поляковым.

Исходными данными являются расход, давление и заданная температура охлажденного воздуха, давление, температура и влажность сжатого воздуха. В расчете определяют долю охлажденного потока, расход сжатого воздуха и геометрические параметры трубы.

Определение режима работы. 1. Разность энтальпий воздуха на входе в сопло и на выходе из диафрагмы $\Delta i_x = i_c - i_x$.

2. Безразмерный эффект охлаждения $1 - Q_x = \Delta i_x / (c_p T_c)$, где $Q_x = T_x / T_c$ — для сухого воздуха.

3. Долю охлажденного потока μ находят по номограмме (рис. 30).



4. Расход сжатого воздуха $G_c = G_x/\mu$.

Определение геометрических параметров. 1. Относительный диаметр диафрагмы: $\bar{D}_x = 0,46 + 0,2\mu$ при $D_0 \geq 0,042$ м; $\bar{D}_x = 0,36 + 0,35\mu + (3,1 - 4,7\mu)$ при $0,01 \text{ м} < D_0 < 0,042$ м; $D_x = 0,36 + 0,35\mu$ при $D_0 \leq 0,01$ м. Геометрические параметры соединения диафрагма — патрубок выбирают из соотношений: длина вылета $l = (1,5 \dots 3,0) D_x$; угол конусности патрубка $3,5 \dots 7^\circ$.

2. Относительная площадь проходного сечения соплового ввода $\bar{F}_c = 0,001 + 0,2e^{-0,6\mu} \mu^{-0,6} D_x^{1,7} \bar{D}_0^{-0,2}$; при расчете задаются предварительно значением диаметра D_0 в сопловом сечении.

3. Сопловой ввод профилируют таким образом, чтобы скорость охлаждения потока не превышала 20—25 К/см.

При критическом режиме истечения из сопла площадь его поперечного сечения

$$F_c = G_c \sqrt{T_c} / (0,04 \alpha_c p_c),$$

где $\alpha_c = 0,92$ — коэффициент расхода для профилированного соплового ввода.

4. Площадь поперечного сечения вихревой трубы в сопловом сечении $F_0 = F_c / \bar{F}_c$.

5. Диаметр вихревой трубы в сопловом сечении

$$D_0 = \sqrt{4F_0/\pi}.$$

После определения D_0 выполняют уточненный расчет по пунктам 2, 4, 5.

6. Высота и ширина соплового ввода прямоугольного сечения (в наименьшем сечении) соответственно

$$h = \sqrt{0,5\bar{F}_c} \text{ и } b = 2h.$$

7. Длина камеры разделения $L = (12 \dots 14) D_0$.

8. Угол конусности вихревой камеры выбирают в пределах $\alpha = 3 \dots 4^\circ$.

9. Диаметр отверстия диафрагмы $D_x = \bar{D}_x D_0$.

2.4. Охлаждаемые вихревые трубы

В п. 1.5 указан один из способов повышения эффективности вихревых охладителей — принудительное охлаждение стенок камеры энергетического разделения. При охлаждении стенок камеры энергетического разде-

ления часть энергии в виде теплоты отводится охлаждающей средой, что при прочих равных условиях позволяет увеличить холодопроизводительность вихревой трубы. Отвод теплоты охлаждающей средой приводит к снижению температуры газа в периферийных слоях закрученного потока. Вследствие этого снижается температура газа, поступающего с периферии в приосевую область вихря, т. е. снижается температура газа, формирующего приосевую вихрь.

В п. 1.5 описаны особенности протекания процесса температурного разделения газа в охлаждаемых вихревых трубах. Рассмотрим расчет и проектирование таких аппаратов.

В общем случае холодопроизводительность охлаждаемой вихревой трубы $Q_x = Q_{охл} + (1 - \mu) G_c \Delta T_r$, где $Q_{охл}$ — количество теплоты, отводимой охлаждающей средой.

Если охлаждается весь поток сжатого газа ($\mu = 1$), то холодопроизводительность аппарата определяется только количеством теплоты, отведенной охлаждающей средой, т. е. $Q_x = Q_{охл}$. В соответствии с уравнением теплопередачи $Q_{охл} = G_{охл} c_{р_{охл}} (T^k_{охл} - T^n_{охл}) = \int_F k \Delta T dF$; где

$G_{охл}$, $c_{р_{охл}}$, $T^n_{охл}$ и $T^k_{охл}$ — расход, теплоемкость, начальная и конечная температура охлаждающей среды; k — коэффициент теплопередачи; ΔT — локальная разность температур охлаждающей среды и периферийных слоев газа в камере энергетического разделения; F — поверхность теплообмена.

Однако при современном уровне изучения вихревого эффекта это уравнение нельзя использовать для расчета, так как отсутствуют аналитические и эмпирические зависимости для вычисления ΔT . Возникают трудности и при расчете коэффициента теплопередачи из-за отсутствия надежных данных для определения его локальных значений со стороны внутренней поверхности камеры энергетического разделения. Имеющиеся данные [15] ограничены условиями проведения эксперимента (см. рис. 16). Следует отметить также, что в охлаждаемых вихревых трубах поверхность теплообмена (диаметр и длина камеры) выбирают с учетом не только условий теплообмена, но и условий наилучшей реализации вихревого эффекта. В связи с изложенным ясно, что в настоящее время проектирование охлаждае-

мых вихревых труб возможно только на основе имеющих экспериментальных материалов, дающих информацию о влиянии режимных и конструктивных факторов на работу аппарата.

Прежде чем перейти к анализу результатов экспериментального исследования охлаждаемых вихревых труб, следует остановиться на одном обстоятельстве. Многие результаты отражают работу аппарата в режиме $\mu=1$. Этот режим привлекает возможностью охлаждения всего газа, вводимого в вихревую трубу. Однако максимальные холодопроизводительность и адиабатный КПД получают при наличии нагретого потока. Экспериментально выявлено, что при $\mu>0,8$ темпы роста $\mu\Delta T_x$ и η заметно снижаются, а при $\mu>0,9$ КПД обычно начинает уменьшаться, оставаясь, однако, выше КПД неохлаждаемых аппаратов при тех же значениях μ .

Для облегчения понимания происходящих процессов заменим камеру разделения упрощенной моделью — трехпоточным теплообменником. Первому потоку модели соответствует поток охлаждающей среды в рубашке камеры разделения, второму потоку — периферийный вихревой поток. Эти потоки (первый и второй) движутся в одном направлении, т. е. между ними реализуется прямоточная схема теплообмена. Третий поток модели (ему соответствует приосевой вихревой поток) движется навстречу двум предыдущим и обменивается теплотой со вторым потоком. Второй поток перед входом в аппарат имеет более высокую температуру; в аппарате он охлаждается. Третий поток сформирован из второго, т. е. часть второго потока после его охлаждения возвращается в теплообменник. В такой модели $Q_{охл}$ максимально при отсутствии третьего потока. Появление третьего потока приводит к дополнительному снижению температуры второго потока из-за отвода от него части теплоты. Уменьшаются температурный напор между вторым и первым потоками и $Q_{охл}$, т. е. при увеличении расхода третьего потока монотонно уменьшается $Q_{охл}$. Минимуму $Q_{охл}$ соответствует возвращение всего второго потока в теплообменник в виде третьего потока.

Процессы, протекающие в охлаждаемой камере разделения, отличаются от процессов в упрощенной модели. В камере разделения приосевой и периферийный вихревые потоки обмениваются не только тепловой, но и кинетической энергией. Второе отличие вызвано из-

менениями коэффициента теплоотдачи от газа к стенке, поэтому вначале при увеличении μ , что в модели соответствует увеличению расхода третьего потока, происходит не уменьшение, а увеличение $Q_{\text{охл}}$. Последнее можно объяснить двумя причинами: повышением температуры газа у стенки и увеличением коэффициента теплоотдачи. Обе эти причины являются следствием увеличения потока кинетической энергии от приосевого потока к периферийному. При больших значениях μ прекращается увеличение кинетической энергии, и $Q_{\text{охл}}$ начинает уменьшаться. Наличие оптимума функции $Q_{\text{охл}}=f(\mu)$ является основной причиной существования максимума функции $\eta=f(\mu)$. При больших значениях μ закон изменения $Q_{\text{охл}}$ качественно согласуется с законом изменения $Q_{\text{охл}}$ в упрощенной модели. Это обстоятельство весьма важно для понимания возможных причин противоречивости результатов, полученных различными исследователями.

В первых охлаждаемых вихревых трубах в качестве охлаждающей среды использовали воду. Наиболее детально работа вихревой трубы с водяным охлаждением изучена в МЭИ А. В. Мартыновым и В. М. Бродяньским [15], а также в КуАИ В. В. Бирюком и В. Е. Вилякиным [7]. В первом случае [15] испытывали вихревую трубу диаметром $D_0=0,028$ м с камерой энергетического разделения длиной $\bar{L}=34$, состоящей из начального конического участка длиной $\bar{L}_k=6,8$ с углом $\alpha=3^\circ 10'$ и цилиндрической части диаметром $\bar{D}_c=1,37$. Относительная площадь сечения сопла $\bar{F}_c=0,073$, относительный диаметр диафрагмы $\bar{D}_x=0,643$. Камера энергетического разделения имела рубашку для охлаждающей воды, которая охватывала конический участок камеры и часть цилиндрического; длина рубашки 0,8 м. В работе [7] исследована вихревая труба с камерой диаметром $D_0=0,03$ м, снабженной щелевым диффузором охлажденного потока ($D_d=0,155$ м, $\Delta_d=0,803$ м). Испытывали также вихревые трубы с коническими камерами энергетического разделения различной длины L и угла α , а также с цилиндрической камерой, имеющей начальный конический участок ($\bar{L}_k=14$, $\alpha=3^\circ$). В последнем случае охлаждение конического и цилиндрического участков камеры было раздельным. Вихревая труба работала в режиме $\mu=1$. Следует отметить,

что в работе [15] приведены результаты оригинального исследования распределения по длине камеры температуры вихревого потока, а также коэффициента теплоотдачи от потока к стенке камеры (см. рис. 16). Эти данные полезны для понимания некоторых вопросов проектирования охлаждаемых вихревых труб.

Рассмотрим влияние параметров охлаждающей воды на работу вихревого охладителя. Поскольку при вихревом температурном разделении газа температура периферийных слоев вихря превышает температуру исходного сжатого газа, то логичен вывод о возможности охлаждения стенок камеры разделения при температуре охлаждающей среды выше температуры газа на входе в аппарат. Необходимо определить лишь пределы повышения температуры охлаждающей среды. В работе [7] показано, что при работе вихревой трубы в режиме $\mu=1$ при степени расширения воздуха $\varepsilon=3\ldots 6$ температура охлаждающей воды не должна превышать $T_{\text{охл}}^{\text{н}} = (1,22\ldots 1,38) T_{\text{с}}$ (большие значения $T_{\text{охл}}^{\text{н}}$ соответствуют большим значениям ε). Зависимость $T_{\text{х}}/T_{\text{с}} = f(T_{\text{охл}}^{\text{н}}/T_{\text{с}})$ линейна во всем исследованном диапазоне изменения $T_{\text{охл}}^{\text{н}}/T_{\text{с}}$ и ε . Иной характер этой зависимости выявлен в работе [15]: при $p_{\text{с}}=0,58$ МПа и $\mu=1$ с ростом $T_{\text{охл}}^{\text{н}}/T_{\text{с}}$ скорость уменьшения эффекта охлаждения $\Delta T_{\text{х}}$ несколько возрастет. Например, при $T_{\text{охл}}^{\text{н}}/T_{\text{с}} = 0,95\ldots 1,045$ уменьшение $\Delta T_{\text{х}}$ при повышении температуры воды на 1 К составляет 0,1 К, а при $T_{\text{охл}}^{\text{н}}/T_{\text{с}} = 1,16\ldots 1,23$ — около 0,25 К. Можно предположить, что это различие вызвано разными расходами охлаждающей воды. В работе [7] нет данных о значении $G_{\text{охл}}$, но в предыдущей работе этих же авторов указано, что $G_{\text{охл}} = 3\ldots 12$ л/мин, а в работе [15] приведены значения $G_{\text{охл}} = 2,8\ldots 3,9$ л/мин. Действительно, как следует из работы [15], с ростом $G_{\text{охл}}$ влияние температуры $T_{\text{охл}}^{\text{н}}$ возрастает. Так, при $G_{\text{охл}} = 3$ л/мин повышение температуры воды с 276 до 299 К ($T_{\text{охл}}^{\text{н}}/T_{\text{с}} = 0,95\ldots 1,08$) приводит к уменьшению $\Delta T_{\text{х}}$ приблизительно на 3 К, а при $G_{\text{охл}} = 12$ л/мин $\Delta T_{\text{х}}$ падает почти на 6 К, причем, чем ниже температура охлаждающей воды, тем больше влияние ее расхода. Например, при $T_{\text{охл}}^{\text{н}} = 293$ К уменьшение расхода с 12 до 3 л/мин приводит к падению $\Delta T_{\text{х}}$ на 2,5 К, а при $T_{\text{охл}}^{\text{н}} = 276$ — на 4 К. Характер зависимостей $\Delta T_{\text{х}} = f(T_{\text{охл}}^{\text{н}}, G_{\text{охл}})$ позволяет предположить возможность пересечения их графических изображений.

т. е. при некотором значении $T_{\text{охл}}^{\text{н}} > T_c$ с ростом расхода $G_{\text{охл}}$ значение ΔT_x начинает уменьшаться.

Рассмотрим причины расхождения результатов, полученных в работах [15 и 7] при экспериментах на трубах с близкими размерами. При $T_{\text{охл}}^{\text{н}} < T_c$ в работе [15] получен меньший эффект от охлаждения, чем в работе [7]. В работе [15] был меньше расход воды, следовательно больше повышалась температура воды на выходе из рубашки. В связи с этим уменьшились среднеинтегральный температурный напор и тепловой поток от газа к воде; по этой же причине зависимость ΔT_x от $T_{\text{охл}}^{\text{н}}$ более существенно отклонялась от линейной. Для облегчения понимания причин расхождения результатов при $T_{\text{охл}}^{\text{н}} > T_c$ напомним, что температура газа в периферийных слоях — переменная величина; поэтому на начальном участке камеры разделения теплота не отводится, а подводится к газу от охлаждающей воды. На начальном участке значения коэффициента теплотдачи от газа к стенке в несколько раз превышают значения его на конечных участках. При такой организации процесса естественны существование оптимального расхода охлаждающей воды и получение большего эффекта от охлаждения в работе [15], так как испытания проведены при меньшем расходе воды. Но если воду подводить только к тем участкам камеры, на которых температура газа у стенки выше температуры охлаждающей воды, то эффект охлаждения при $T_{\text{охл}}^{\text{н}} > T_c$ всегда будет возрастать с увеличением расхода воды. Тогда можно будет ожидать большего приращения ΔT_x по сравнению с полученным в работах [7 и 15]. Соответственно возрастут и предельные значения $T_{\text{охл}}^{\text{н}}$, при которых возможен положительный эффект от охлаждения.

В заключение отметим, что работы [7 и 15] наиболее полезны для оценки эффекта от охлаждения стенок камеры разделения при различных температуре и расходе охлаждающей воды.

Перейдем к вопросу выбора геометрических размеров вихревых труб с водяным охлаждением. Одна из важных геометрических характеристик охлаждаемых вихревых труб — длина камеры энергетического разделения, которая вместе с диаметром камеры определяет поверхность теплообмена. В охлаждаемой камере энергетического разделения теплообмен происходит при весьма специфических условиях. С одной стороны, как

известно, температура периферийных слоев вихря повышается по длине камеры, т. е. растет локальная разность температур охлаждающей среды и газа. С другой стороны, коэффициент теплоотдачи от газа к стенке резко падает в осевом направлении (см. рис. 16). Отсюда следует очевидный вывод, что должно существовать некоторое рациональное значение длины камеры энергетического разделения, превышение которого не дает заметного положительного эффекта. В работе [7] исследована работа вихревой трубы с диффузором охлажденного потока и конической камерой разделения ($\alpha=3^\circ$) различной длины $\bar{L}=14\ldots30$. В режиме $\mu=1$ при $\varepsilon=3,0\ldots4,5$ получено оптимальное значение длины камеры $\bar{L}=24$. По данным работы [15] оптимальная длина $\bar{L}=25$. В пользу сделанного вывода свидетельствует и тот факт, что оребрение внутренней поверхности камеры длиной $\bar{L}=24$ не дало положительных результатов. Кроме того, испытания вихревых труб с короткими оребренными камерами энергетического разделения ($\bar{L}=14$; $\bar{l}_{ор}=3,5$ и 7 , $\bar{l}_{ор}=l_{ор}/D_0$, где $l_{ор}$ — длина оребренной части камеры) показали, что значение приведенной боковой поверхности короткой камеры с оребрением близко к значению для гладкой камеры с $\bar{L}=24$.

Таким образом, можно сделать вывод, что в условиях проведенных экспериментов в вихревых трубах с камерой энергетического разделения длиной $\bar{L}=24$ исчерпаны возможности повышения $Q_{охл}$ увеличением поверхности теплообмена. Длину камеры энергетического разделения охлаждаемых вихревых труб можно уменьшить, развивая поверхность теплообмена ее оребрением. Очевидно, что в вихревых трубах с водяным охлаждением наибольшего эффекта можно достичь увеличением поверхности теплообмена со стороны газа, где термическое сопротивление максимально.

Результаты исследований, посвященных изучению охлаждаемых вихревых труб с оребренной камерой энергетического разделения, показывают, что оребрение необходимо только на части внутренней поверхности камеры, а начальный участок камеры остается неоребренным. Это объясняется следующим. Очевидно, что развивать поверхность теплообмена следует на тех участках, где мал коэффициент теплоотдачи (см. рис. 16). Оребрение начального участка камеры энер-

гетического разделения вносит возмущения в вихревой поток, приводит к преждевременной потере кинетической энергии, ухудшает процесс энергетического разделения. Анализ экспериментальных материалов показывает, что при больших коэффициентах оребрения оребренный участок камеры является развихрителем периферийного потока.

В работе [7] рассмотрено также влияние угла конусности камеры энергетического разделения и масштабного фактора на работу охлаждаемой вихревой трубы. Установлено, что оптимальное значение α соответствует полученному для неохлаждаемых вихревых труб. Выявлено уменьшение влияния масштабного фактора. Так, при $\epsilon=3...6$ и $\mu=1$ уменьшение диаметра камеры энергетического разделения D_0 с 0,03 до 0,01 м привело к снижению эффекта охлаждения соответственно на 0,4—1,5 К. С уменьшением μ роль масштабного фактора в охлаждаемых и неохлаждаемых вихревых трубах выравнивается.

В описанных работах даны практически идентичные рекомендации по выбору оптимальной площади соплового ввода. В работе [15] рекомендуют $\bar{F}_c=0,07$ при $\epsilon=3,0...4,5$, а в работе [7]— $\bar{F}_c=0,073$ при $\epsilon=5...6$, т. е. в диапазоне $\epsilon=3...6$ оптимальное значение $\bar{F}_c$ практически не зависит от ϵ . Возможно, это связано с особенностями работы вихревой трубы на режиме $\mu=1$, когда весь поступающий газ выходит из камеры энергетического разделения через отверстие диафрагмы. В этом случае, по нашему мнению, определяющую роль должно играть отношение площади сечения отверстия диафрагмы к площади сечения соплового ввода $\bar{F}_d=F_d/F_c$, которое должно расти при увеличении ϵ . Действительно, при равных оптимальных значениях $\bar{F}_c$ для указанных случаев значения $\bar{F}_d$ различны: $\bar{F}_d=4,38$ при $\epsilon=3,0...4,5$ и $\bar{F}_d=5,4$ при $\epsilon=5...6$.

Наиболее расходятся рекомендации по выбору диаметра отверстия диафрагмы. Так, авторы работы [7] рекомендуют оптимальное значение $\bar{D}_x=0,57$, авторы работы [15]— $\bar{D}_x=0,643$. Однако, если вернуться к рассуждению о влиянии $\bar{F}_d$, то эти расхождения становятся понятными. Кроме того, возможно, сказалось то обстоятельство, что в вихревой трубе, испытанной в КуАИ,

достигались большие эффекты охлаждения ($\mu=1$), т. е. температура охлажденного потока, выходящего через отверстие диафрагмы, была ниже. В этом случае для соблюдения идентичности условий истечения через диафрагму диаметр ее отверстия должен быть меньше значения, предложенного в работе [15].

В заключение следует отметить, что в настоящее время нет оснований для выработки окончательных рекомендаций по расчету геометрии вихревых труб с водяным охлаждением. Предстоит еще детальное изучение этого вопроса с учетом того, что охлаждение камеры энергетического разделения не только способствует отводу тепловой энергии от вращающегося потока газа, но и заметно влияет на процесс его энергетического разделения и выбор оптимальной геометрии вихревого охладителя.

В данной книге авторы сочли возможным не давать детального описания конструкций вихревых труб с водяным охлаждением, так как они достаточно подробно описаны в работе [15].

Жидкостное охлаждение вихревых труб наиболее эффективно. Однако необходимость использования охлаждающей воды сужает область применения таких аппаратов; поэтому дальнейшие работы были направлены на создание аппаратов с более автономным охлаждением. Известны попытки использования для охлаждения конденсата, образующегося в трубопроводе сжатого воздуха перед вихревой трубой. Для снижения температуры испарения жидкости в охлаждающей рубашке камеры разделения применяют барботаж атмосферного воздуха, эжектируемого из окружающей среды. Такой способ охлаждения возможен только при редком сочетании условий эксплуатации вихревого аппарата.

Наиболее часто применяют воздушное охлаждение. При проектировании вихревых аппаратов с воздушным охлаждением особое внимание уделяют вопросам интенсификации теплообмена между наружной стенкой и охлаждающим воздухом. В отличие от водяного охлаждения здесь наименьшее значение имеют коэффициенты теплоотдачи с наружной стороны стенки. Число ребер ограничено; в большинстве случаев его выбирают максимально возможным для принятой технологии изготовления. Увеличение высоты ребер рационально только до определенного предела, так как оно сопровождается

ется уменьшением коэффициента эффективности ребра k_p . Ограничена также возможность повышения коэффициента теплоотдачи α_n увеличением скорости движения воздуха в межреберном пространстве. Следовательно, при выбранной длине оребренного участка рационально стремиться к увеличению произведения $\alpha_n k_p F_n$.

Известны конструкции, в которых для прокачки воздуха через межреберное пространство используют эжектор, установленный на выходящем из камеры разделении нагретом потоке. В таких конструкциях пока не удалось добиться значительного повышения КПД охлаждением стенок камеры. По нашему мнению, полученные результаты далеки от предельно возможных при рассматриваемом способе охлаждения. Относительный расход нагреваемого потока мал, так как охлаждение стенок рационально только при больших значениях μ . Даже при совершенной конструкции эжектора нельзя рассчитывать на одновременное создание повышенного напора и большого расхода охлаждающего воздуха. В связи с этим интенсивного охлаждения стенок камеры деления можно ожидать лишь при удачном сочетании режимных параметров эжектора и геометрических параметров теплопередающей поверхности. В известных конструкциях не найдено такого сочетания. В частности, в них предусмотрены ребра по всей длине камеры (осевые ребра). Напомним, что на начальном участке камеры температура стенок близка к температуре окружающего воздуха, поэтому оребрение на начальном участке приводит к неоправданному увеличению гидравлического сопротивления каналов, уменьшению производительности эжектора и, в конечном итоге, к уменьшению теплового потока от стенок к охлаждающему воздуху. Некоторые из известных конструкций были реализованы при диаметре камеры $D_0 < 20$ мм. При уменьшении диаметра возрастает относительный осевой тепловой поток по стенкам камеры, направленный от дросселя к сопловому сечению. Оребрение стенок неизбежно сопряжено с увеличением площади поперечного сечения стенок, т. е. с возрастанием роли осевого теплового потока. В связи с этим наличие ребер на начальном участке привело к повышению температуры стенок и на начальном участке происходил нагрев, а не охлаждение газа в периферийных слоях вихря.

Анализ известных материалов не позволяет дать достаточно четкие рекомендации по повышению эффективности рассматриваемого способа охлаждения стенок камеры разделения. Пока лишь можно утверждать, что некоторое уменьшение длины оребренного участка повысит эффективность охлаждения. Наилучший результат может быть достигнут после тщательной оптимизации, проведенной с учетом взаимного влияния параметров эжектора и теплопередающей поверхности. При малых D_0 можно также рекомендовать изготовление камеры разделения из двух материалов с различными значениями коэффициента теплопроводности — малым для неоребренного участка и большим для оребренного участка камеры.

Для охлаждения вихревых труб часто используют поток воздуха, создаваемый скоростным напором, а также вентилятором, предназначенным для охлаждения других агрегатов. При этом применяют поперечный обдув камеры, располагая ребра перпендикулярно ее оси. В этом случае задан перепад давлений, используемый для организации движения воздуха в межреберном пространстве. Перепад давлений — величина постоянная, не зависящая от параметров вихревой трубы, поэтому максимум теплового потока $Q_{\text{охл}}$ строго совпадает с максимумом произведения $\alpha_n k_p F_n$.

Для охлаждения стенок камеры разделения используют также холодный воздух, вытекающий из термостатируемого объема. В этом случае при выборе рациональных размеров теплопередающей поверхности необходимо учитывать, что дополнительное гидравлическое сопротивление на холодном потоке снижает перепад давлений в камере разделения.

Оригинальная конструкция вихревого аппарата разработана в ОТИХПе (рис. 31). К конической камере разделения крепится набор пластин 1, разделенных прокладками 2 (рис. 31, а). Во всех вариантах пластины имели центральное отверстие, диаметр D' которого равен (или несколько больше) диаметру камеры разделения в конечном сечении. В рассматриваемом варианте пластины имеют четыре дополнительных отверстия диаметром D_n . Такой набор пластин образует пластинчатый теплообменник, аналогичный применяемым в криогенной технике. Прокладки разделяют теплообменивающиеся среды. Участки пластин до диаметра $D_{\text{пр}}$

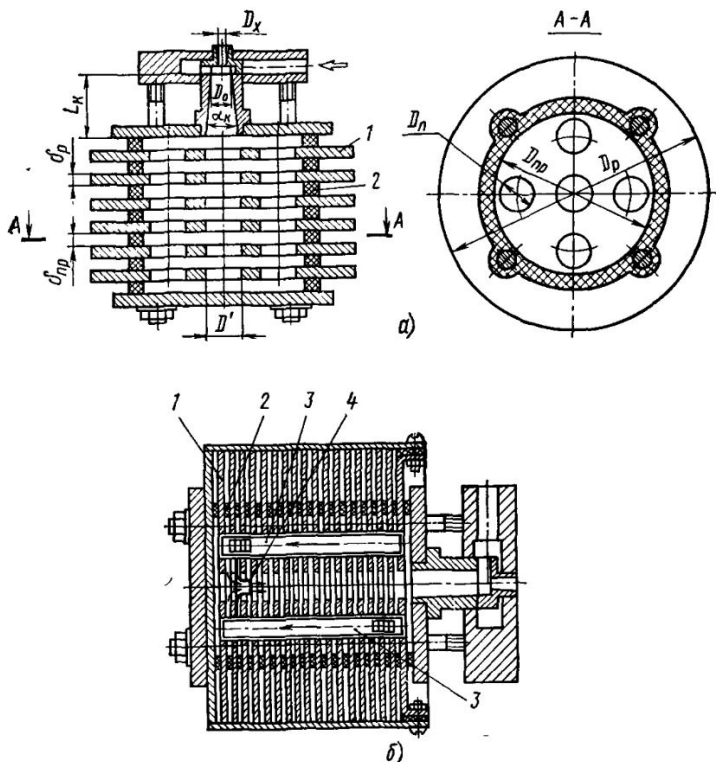


Рис. 31. Охлаждаемая вихревая труба с пластинчатым оребрением камеры энергетического разделения:

а — с перфорированными пластинами; б — с перепуском периферийного потока рабочего тела

(внутренний диаметр прокладки) омываются охлаждаемой средой. Участки, выступающие за наружный диаметр прокладок, омываются охлаждающей средой. Межпластинчатое пространство, ограниченное внутренней поверхностью прокладок, авторы конструкции относят к объему камеры разделения и представляют результаты исследований в функции суммарной длины вихревого аппарата; это несколько затрудняет оценку степени совершенства теплообменника.

В работе [7] приведены результаты испытания камеры разделения диаметром в сопловом сечении $D_0 = 0,01$ м при суммарной длине аппарата $L = 0,12$ м. Во

время испытаний пластинчатая часть аппарата была погружена в проточную воду. Степень расширения $\varepsilon = 1,5 \dots 3,0$; $\mu = 1$. Значения КПД превышают полученные для вихревой трубы с конической камерой разделения при $D_0 = 30$ мм, $\bar{L} = 24$ и неоребрённых стенках. В работе [7] и ряде других сотрудники ОТИХПа подтвердили возможность создания высокоэффективных аппаратов при воздушном и водяном охлаждении. В связи с этим целесообразно остановиться на некоторых особенностях конструкции и процессов, происходящих в таких аппаратах.

В результате исследований установлено, что оптимальная длина конической камеры разделения $L_k = 3D_0$. Вместе с тем не обнаружена достаточно четкая взаимосвязь режимных параметров и суммарной длины аппарата. В связи с этим, по нашему мнению, нелогично включение межреберного пространства в объем камеры разделения. Логичнее считать, что межреберное пространство выполняет функции развихрителя. Тогда найденное оптимальное значение L_k хорошо согласуется с результатами работ В. И. Метенина, Ш. А. Пиралишвили, А. В. Мурашкина и других авторов, исследовавших вихревые аппараты с коническими камерами разделения, с сетчатыми или другими развихрителями, а также аппараты со вдувом потока в ядро вихря. Авторы приведенных на рис. 31 конструкций сумели использовать кинетическую энергию, часто теряемую в развихрителях, для интенсификации отвода теплоты к окружающей среде, удачно скомпоновали пластинчатый теплообменник — развихритель с камерой разделения. Применение сборного теплообменника позволило получить высокие отношения теплопередающей поверхности к объему аппарата.

По нашему мнению рассматриваемый аппарат не следует относить к вихревым трубам с охлаждаемыми стенками камеры разделения. Периферийный вихревой поток поступает из камеры в систему кольцевых зазоров, которые работают как щелевые диффузоры. В первых по ходу потока зазорах возникают существенные радиальные градиенты давления (наибольшее давление — на периферии первого зазора), благодаря чему происходит осевое движение газа через отверстия в пластинах. В последних зазорах мала тангенциальная составляющая скорости. В них газ поступает через от-

верстия из предыдущих зазоров и вытекает через центральное отверстие. Таким образом в периферийных отверстиях пластин газ движется от камеры разделения. Площадь сечения центральных отверстий частично или полностью занята потоком газа, возвращающимся в камеру разделения. Из рассмотрения схемы движения можно сделать вывод о существенной неравномерности распределения нагрузки по теплопередающей поверхности. Кроме того, можно заключить, что возвращающийся в камеру поток газа воздействует на процесс энергетического разделения менее интенсивно, чем в конструкциях с сетчатыми развихрителями или в конструкциях со вдувом потока в ядро вихря. Вероятно, этими недостатками можно объяснить то, что КПД максимален при степени расширения $\varepsilon = 2,2...2,5$.

Анализ опубликованных работ показывает, что они направлены главным образом на устранение отмеченных недостатков. В качестве примера на рис. 31, б приведен один из вариантов усовершенствованной конструкции. В отличие от предыдущего варианта в теплообменнике дополнительно установлены две перепускные трубки 3. На боковой поверхности трубок выполнены два отверстия. Через одно из них газ втекает в трубку из начальных зазоров, через другое — вытекает в зазоры на конечном участке теплообменника. Второй дополнительный элемент — перегородка 4 с центральным отверстием. Усовершенствование конструкции привело к повышению КПД с 0,27 до 0,30—0,31. Сравнительные испытания проводили при воздушном охлаждении и $\varepsilon = 2,5$.

Ю. М. Симоненко рекомендует разработанные в ОТИХПе конструкции применять при $D = 3...27$ мм и $\varepsilon = 1,5...8,0$. При этом принимают диаметр центрального отверстия пластин $D' = (1,4...2,0) D_0$, диаметр перепускных отверстий пластин $D_{\Pi} = D_0$, толщину пластин $\delta_p = 0,1 D_0$, их наружный диаметр $D_p = (6...12) D_0$, внутренний диаметр прокладки $D_{\text{пр}} = (3...6) D_0$, толщину прокладки $\delta_{\text{пр}} = (0,07...0,12) D_0$, ширину прокладки $0,6 D_0$.

Вернемся к обсуждению вихревых труб с охлаждаемыми стенками камеры разделения. Приведенные рекомендации базируются в основном на результатах испытаний труб диаметром 27 и 30 мм. При охлаждении водой неоребрённых камер уменьшение диаметра сопровождается повышением интенсивности охлаждения, так

как при $L/D_0 = \text{const}$ поверхность теплообмена пропорциональна расходу, а коэффициент теплоотдачи увеличивается с уменьшением диаметра. Это одна из причин снижения роли масштабного фактора, обнаруженного при испытании охлаждаемых труб меньших диаметров ($D < 30$ мм). Соответственно при увеличении диаметра следует ожидать понижения интенсивности охлаждения. Известные в настоящее время материалы не позволяют получить соотношение, связывающее диаметр с тепловым потоком. Заметим, что для углубленного понимания процессов полезно знакомство с работой [34], в которой приведены результаты обстоятельного исследования гидродинамики и теплообмена в закрученных потоках; однако полученные в этой работе зависимости не удается использовать непосредственно для расчета теплообмена в камере разделения.

При воздушном охлаждении обязательно оребрение наружной стенки камеры. Приведенная площадь наружной теплообменной поверхности ($k_p F_n$) увеличивается медленнее, чем D^2_0 . Следовательно, снижение эффективности охлаждения с увеличением диаметра при воздушном охлаждении более значительно, чем при водяном.

2.5. Конструкции и расчет вихревых охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления

Наличие дополнительной вихревой трубы, дополнительного потока в камеру разделения изменяет процессы, протекающие в вихревой трубе. Конструктивные схемы таких охладителей рассмотрены в гл. 1 (см. рис. 20). Естественно, что при новых условиях изменились рациональные значения геометрических параметров вихревого аппарата. Накопленные экспериментальные материалы пока ограничены. Они получены на опытных образцах, изготовленных в МВТУ им. Н. Э. Баумана. Анализ этих материалов позволил сформулировать лишь отдельные, часто ориентировочные, рекомендации по выбору рациональных размеров некоторых узлов. Как уже отмечено, основная цель экспериментов — доказательство принципиальной возможности повышения эффективности вихревых охладителей. В задачи исследований не входил поиск оптимального соотношения размеров всех узлов охладителя, так как для

его проведения необходимо изготовление и испытание многочисленных образцов каждого из рассматриваемых типов вихревых охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления.

Эксперименты с целью определения оптимальной относительной площади проходного сечения сопла основной вихревой трубы проводили на нескольких макетах охладителей. В результате исследований получена зависимость для определения площади проходного сечения сопла при $0,8 < \mu < 1$

$$\bar{F}_{c.opt} = 0,423 (\varepsilon^{0,5} - 1) / \varepsilon^{1,5}. \quad (23)$$

Как следует из этого уравнения, значения $\bar{F}_{c.opt}$ в диапазоне $\varepsilon = 2...6$ меньше рекомендованных для классических вихревых труб, так как у вихревых охладителей, работающих при $\mu = 0,8...1,0$, расход газа на единицу площади поперечного сечения вихревой камеры больше. Предложенная зависимость хорошо согласуется с результатами исследований, проведенных Ш. А. Пиралишвили, В. Г. Михайловым, В. В. Бирюком при вдуве сжатого воздуха от постороннего источника в ядро вихря.

Исследования по определению влияния диаметра диафрагмы охлажденного потока на эффективность вихревых охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления показали, что зависимость D_x от μ , полученная А. П. Меркуловым (см. п. 2.2), наиболее точно соответствует нашим опытным данным. Во всех испытанных охладителях использовали безлопаточный щелевой диффузор. Такой диффузор сохраняет работоспособность в широком диапазоне изменения режимных параметров. Лопаточный диффузор работает эффективно только в узком и точно определенном диапазоне режимных параметров вихревой трубы. Кроме того, изготовление его весьма трудоемко.

А. П. Меркулов и Н. Д. Колышев детально исследовали самовакуумирующиеся вихревые трубы. В качестве основного элемента конструкции этих аппаратов использовали щелевой диффузор, позволяющий создавать большие разрежения на оси аппарата и, следовательно, большие перепады температур ($\Delta T_x = 150$ К при $p_c = 0,4...0,5$ МПа). Установлено, что с увеличением длины вихревой камеры возрастают потери кинетической энер-

гии нагретого потока, проходящего в диффузор; это снижает эффективность последнего. Достаточно высокие степени расширения получены при $\bar{L} \leq 4$. Исследователи также отмечают, что существенную роль в работе самовакумирующейся вихревой трубы играют геометрические параметры диффузора. При исследовании самовакумирующихся вихревых труб получены рекомендации по определению относительного радиуса перехода $\bar{R}_{\text{диф}} = R_{\text{диф}}/D_0 = 0,3$, относительной ширины щели $\bar{\Delta} = \Delta/D_0 = 0,06$ и относительного диаметра диффузора $\bar{D}_{\text{диф}} = D_{\text{диф}}/D_0 = 4,0$.

Отличие работы диффузора самовакумирующейся вихревой трубы и вихревого охладителя с рециркуляцией потока промежуточного давления заключается в том, что давление на оси последнего выше из-за наличия дополнительного потока в основную вихревую трубу. Расход воздуха через диффузор зависит от гидравлического сопротивления промежуточного теплообменника, сопротивлений сопла и диафрагмы дополнительной вихревой трубы.

На предварительном этапе исследования влияния $\bar{\Delta}$ на эффективность поставлен эксперимент на конической вихревой трубе со следующими геометрическими параметрами: $D_0 = 8,6$ мм; $F_c = 24$ мм²; $L = 60,2$ мм; $\alpha = 3,5^\circ$; $D_x = 4,47$ мм; $D_{\text{диф}} = 35$ мм. Для оценки степени восстановления давления в щелевом диффузоре удобно пользоваться величиной, равной отношению давления потока после диффузора к давлению на входе в вихревую трубу и называемой коэффициентом восстановления давления: $k_p = p_r/p_c$. В экспериментах переменными величинами были ширина щели диффузора Δ и давление на входе в трубу p_c . Все результаты получены в режиме максимальной температурной эффективности при $\mu = 0,3$. Давление p_c менялось от 0,18 до 1,06 МПа. Набором прокладок ширину щели диффузора изменяли в диапазоне от 0,5 до 3,5 мм с шагом 0,5 мм.

Проведенный анализ экспериментальных данных показал, что наилучшие значения как k_p , так и ΔT_x соответствуют $\Delta = 1,5 \dots 2,0$ мм ($\bar{\Delta} = 0,17 \dots 0,23$), т. е. оптимальная приведенная ширина диффузора в 3—4 раза меньше, чем в опытах А. П. Меркулова. Это естественно, так как была испытана вихревая труба с большей относительной длиной камеры разделения. Увеличение

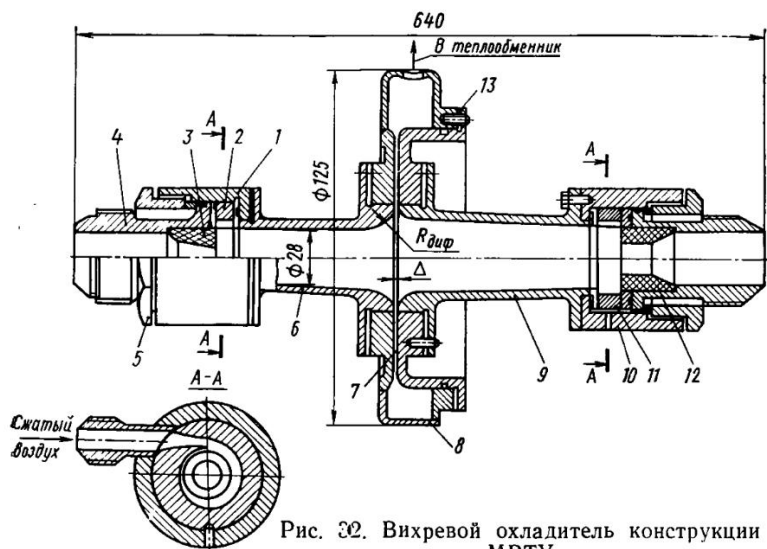


Рис. 32. Вихревой охладитель конструкции МВТУ

длины привело к снижению тангенциальной составляющей скорости ω_t на входе в диффузор, а это изменило относительные потери на трение газа о стенки диффузора. Полученные результаты вскрывают основную причину противоречивости рекомендаций отдельных авторов. Пока можно лишь утверждать, что с увеличением длины камеры разделения уменьшается оптимальная относительная ширина диффузора. Вместе с тем рассматриваемый эксперимент подтвердил необходимость проведения самостоятельного исследования непосредственно на охладителях с рециркуляцией потока промежуточного давления.

Дальнейшие эксперименты проведены на образце охладителя, конструкция которого показана на рис. 32. В сопловом аппарате 1 основной вихревой камеры размещены прямоугольное сопло 2, диафрагма 3 и патрубок 4 охлажденного потока. Диафрагма, сопло и патрубок охлажденного потока крепятся гайкой 5. Для исключения перетечек между элементами конструкции соплового аппарата поставлены резиновые прокладки. Основная 6 и дополнительная 9 вихревые камеры соединены общим щелевым диффузором 7 (два плоских диска, закрепленных сборной улиткой 8). Конструкция

диффузора позволяет изменять ширину Δ щели диффузора в диапазоне от 0 до 8 мм набором прокладок 13. Сопловой аппарат 10 дополнительной вихревой камеры 9 аналогичен по конструкции сопловому аппарату 1; площадь сечения сопла 11 больше площади сечения сопла 2.

Вихревой охладитель рассчитан на работу при давлении $p_c = 0,3 \dots 0,8$ МПа. Размеры основной и вспомогательной вихревых камер: диаметр $D_0 = 28$ мм, длина $L = 82$ мм, угол конусности $\alpha = 3^\circ 30'$. Диаметр диафрагмы основной камеры $D_x = 18$ мм, вспомогательной $D_x = 15$ мм, площадь сечения сопла основной камеры $F_c = 40$ мм², вспомогательной $F_c = 44$ мм².

Вихревой холодильник работает следующим образом: сжатый воздух поступает в сопловой аппарат 1. В основной вихревой камере происходит энергоразделение — охлажденный поток отводится в патрубок 4, а нагретый поступает в диффузор, сжимается и направляется в промежуточный теплообменник, где отводится от него теплота. После теплообменника поток поступает на вход соплового аппарата 10 дополнительной вихревой камеры, которая может работать в двух основных режимах: противоточном и прямоточном. В противоточном режиме охлажденный поток дополнительной вихревой камеры 9 выводится через диафрагму 12, а нагретый поток поступает в щелевой диффузор 7. В прямоточном режиме охлажденный поток дополнительной вихревой трубы поступает по оси в основную вихревую камеру 6, а нагретый поток по периферии направляется в диффузор. Для регулирования процесса часть потока из дополнительной вихревой камеры отводят в атмосферу. Второй режим работы охладителя равносителен вдуву потока по оси в основную вихревую камеру.

Опыты по определению влияния Δ на эффективность работы вихревого охладителя проводили при $p_c = 0,3$ МПа, $p_x = 0,1$ МПа, и $T_c = 290$ К. Результаты экспериментов обрабатывали в виде $\eta = f(\mu)$ при разных Δ . Получено семейство кривых, оптимумы которых соответствуют $\mu = 0,66 \dots 0,70$.

Анализ экспериментальных данных показал, что с увеличением Δ до 0,054 температура нагретого потока после диффузора росла незначительно; при этом заметно увеличивался коэффициент восстановления давле-

ния k_p , достигал максимума и при дальнейшем росте $\bar{\Delta}$ уменьшался. Наибольшие значения КПД получены при $\bar{\Delta}=0,052...0,055$. Безусловно, оптимальная ширина щели зависит также от геометрических параметров дополнительной вихревой трубы, а также от формы устройств, установленных на границе камер разделения основной и дополнительной труб. Выявление такой зависимости сопряжено с проведением трудоемких многофакторных экспериментов. В проведенных опытах зафиксирован факт влияния $\bar{\Delta}$ на КПД охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления. Оптимальные значения $\bar{\Delta}$ близки к полученным А. П. Меркуловым на простых вихревых трубах. Относительная длина последних практически совпадает с относительной длиной основной вихревой трубы охладителя. Несколько меньшие оптимальные значения $\bar{\Delta}$ для охладителей можно объяснить уменьшением ω_τ на входе в диффузор вследствие вдува потока из дополнительной вихревой трубы в основную. Близость оптимальных значений $\bar{\Delta}$ свидетельствует о том, что длина камеры разделения основной вихревой трубы является главным фактором, который нужно учитывать при выборе $\bar{\Delta}$. Учет влияния на Δ параметров вспомогательной вихревой трубы, а также других факторов, следует рассматривать как возможный резерв повышения КПД охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления. Для всех образцов, разработанных в МВТУ им. Н. Э. Баумана, принято $\bar{\Delta}=0,054$. Так как наиболее вероятна относительная длина камеры разделения основной вихревой трубы $\bar{L}=3...4$, то можно рекомендовать принимать для разрабатываемых охладителей $\bar{\Delta}=0,050...0,055$; меньшие значения $\bar{\Delta}$ соответствуют большим значениям L .

Влияние длины L_d участка трубки дополнительного потока, выступающей в камеру разделения основной вихревой трубы, исследовано на вихревом охладителе, конструкция которого показана на рис. 33. Вихревой охладитель состоит из соплового аппарата 2, аналогичного по конструкции показанному на рис. 32, основной вихревой трубы 3, диафрагмы 1 основной трубы, щелевого диффузора 4, соплового аппарата 6 дополнитель-

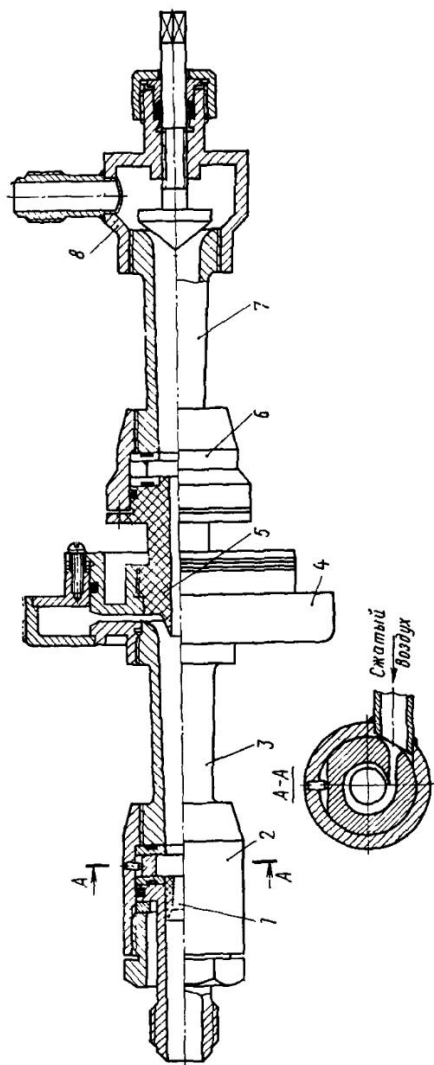


Рис. 33. Вихревой охладитель с вводом охлажденного в дополнительную трубе потока в вихревую камеру основной трубы

ной вихревой трубы 7, трубки 5 дополнительного потока, которая является одновременно диафрагмой дополнительной вихревой трубы, и дросселя 8 нагретого потока.

Охладитель работает по схеме, приведенной на рис. 20, в. Сжатый воздух подается в сопловой аппарат 2 основной вихревой трубы 3, где происходит энергоразделение — охлажденный поток отводится через диафрагму 1, а нагретый — поступает в щелевой диффузор 4. После диффузора поток охлаждается в теплообменнике, проходит через влагомаслоотделитель и поступает в сопловой аппарат 6 дополнительной вихревой трубы 7. В последней также происходит энергоразделение; охлажденный поток подается через трубку 5 в основную вихревую трубу 3, а нагретый отводится через дроссель 8, изменением площади проходного сечения которого можно регулировать μ .

Размеры основной и вспомогательной вихревых камер: диаметр $D_0=8,6$ мм, длина $L=60,2$ мм, угол конусности $\alpha=3^\circ 30'$, ширина щели диффузора $\Delta=0,5$ мм, радиус перехода $R_d=2,6$ мм, диаметр диффузора $D_d=35$ мм. Площадь сечения сопла основной камеры $F_c=6$ мм², вспомогательной $F_c=11,2$ мм²; диаметр диафрагмы основной камеры $D_x=5,6$ мм.

Вихревой охладитель исследовали при $T_c=293$ К; $p_c=0,6$ МПа; $p_x=0,1$ МПа.

Результаты экспериментов обрабатывали в виде зависимости $\eta=f(\mu)$ при различной длине L_d трубки дополнительного потока и постоянном диаметре трубки $\bar{D}_d=0,65$. Максимальные значения η получены при $\mu=0,72...0,76$. Влияние длины трубки дополнительного потока на характеристики вихревого охладителя при неизменных прочих параметрах может быть двояким. При малых значениях L_d часть дополнительного потока выбрасывается в диффузор, куда она подсасывается периферийным нагретым потоком. Эта часть не участвует в процессе энергоразделения в основной вихревой трубе, что приводит к снижению доли μ охлажденного потока, а следовательно, и адиабатного КПД. С увеличением L_d , начиная с определенного момента, эффект подсасывания нагретым периферийным потоком становится практически равным нулю ($\mu=\text{const}$) и адиабатный КПД достигает максимума. Дальнейшее увеличение L_d без уменьшения диаметра трубки приводит к возрастанию негаш-

тивного влияния дополнительной трубки на процесс формирования приосевого вихревого потока, так как она затрудняет поступление газа из периферийного в приосевой поток. Наилучшие значения адиабатного КПД получены при $\bar{L}_d = 0,9 \dots 1,1$.

При исследовании вихревой трубы с дополнительным потоком от постороннего источника Ш. А. Пиралишвили и В. Г. Михайлов получили $\bar{L}_d = 0,33$. Различие результатов объясняется тем, что в вихревых охладителях дополнительный поток образуется из нагретого потока основной вихревой трубы. Следовательно, в охладителях расход дополнительного потока всегда меньше, чем в исследованных ранее вихревых трубах. Так как расход зависит от эффективности диффузора, длины камеры разделения основной трубы и других геометрических параметров охладителя, то поиск оптимального значения $\bar{L}_d$ нужно проводить в каждом конкретном случае в зависимости от принятых значений других параметров. В опытных образцах, созданных в МВТУ им. Н. Э. Баумана, принято $\bar{L}_d = 1,0$.

Влияние диаметра дополнительной вихревой трубы D_d на эффективность работы охладителя исследовали на вихревом охладителе той же конструкции (см. рис. 33). При этом $\bar{L}_d = 1,0$, $T_c = 293$ К, $p_c = 0,6$ МПа, $p_x = 0,1$ МПа. В результате анализа экспериментальных данных получены зависимости $\eta = f(\mu)$ для различных значений $\bar{D}_d$. Анализ этих зависимостей позволил определить влияние $\bar{D}_d$ на эффективность работы вихревого охладителя. Уменьшение $\bar{D}_d$ приводит к некоторому росту температурной эффективности, но резкое падение массовой доли μ охлажденного потока превалирует над ростом ΔT_x и в итоге адиабатный КПД вихревого охладителя уменьшается.

Увеличение $\bar{D}_d$ при незначительном росте μ приводит к снижению ΔT_x и, как следствие этого, к уменьшению адиабатного КПД. Наилучшие значения η получены при $\bar{D}_d = 0,62 \dots 0,66$. Эти результаты хорошо согласуются с данными, полученными Ш. А. Пиралишвили и В. Г. Михайловым; в их работах $\bar{D}_d = 0,7$. Сравнение результатов исследований показало, что целесообразно выбирать одинаковые диаметры трубки дополнительно-го потока и диафрагмы, т. е. $\bar{D}_x = \bar{D}_d$. В образцах вих-

ревых охладителей, разработанных в МВТУ, эта зависимость соблюдалась.

В охладителях, в которых рециркулирующий поток расширяется в дополнительной вихревой трубе, зафиксировано значение КПД, в 1,45 раз превышающее КПД простых конических вихревых труб. Этот результат не является предельным. Как уже отмечено, поиск рациональных размеров элементов охладителей был проведен без полной, одновременной оптимизации всех параметров, т. е. рациональное значение одного параметра определяли при фиксированных значениях всех остальных. Совершенно очевидно, что площади проходных сечений сопел, длины основной и вспомогательной вихревых труб, ширина щели диффузора, диаметр и длина трубки дополнительного потока не являются независимыми переменными. Допущение их независимости было принято для многократного сокращения объема экспериментальных исследований. Поиск оптимального соотношения указанных выше геометрических параметров позволит уточнить резервы дальнейшего повышения КПД этих охладителей.

Рабочий процесс охладителя без расширения рециркулирующего потока промежуточного давления в дополнительной вихревой трубе исследован на конструкции, показанной на рис. 34. В корпусе 1 размещены сопло 4 и диафрагма 3, зажатые отводным патрубком 2 через уплотнительные прокладки. Корпус 1 закреплен на фланце основной вихревой камеры 5. Стенки щелевого диффузора выполнены как одно целое с вихревыми камерами 5 и 7, которые соединяются общей улиткой 6. Промежуточный теплообменник 8 изготовлен из медных трубок, соединенных общим коллектором 11. В конфузорной насадке 7 установлена трубка 12 дополнительного потока. Для регулирования холодопроизводительности из коллектора 11 выведена трубка 10, для выпуска части рециркулирующего воздуха. Для уменьшения размеров вся конструкция размещена в сосуде 9, заполненном охлаждающей водой.

Вихревой охладитель рассчитан на расход сжатого воздуха 280—300 кг/ч, давление $p_c = 0,3 \dots 0,6$ МПа и имел следующие геометрические параметры: диаметр и длина основной вихревой камеры $D_0 = 27,4$ мм и $L = 82,2$ мм; $\alpha = 3,5^\circ$; диаметр диафрагмы $D_x = 18$ мм; диаметр щелевого диффузора $D_{\text{диф}} = 150,7$ мм; ширина

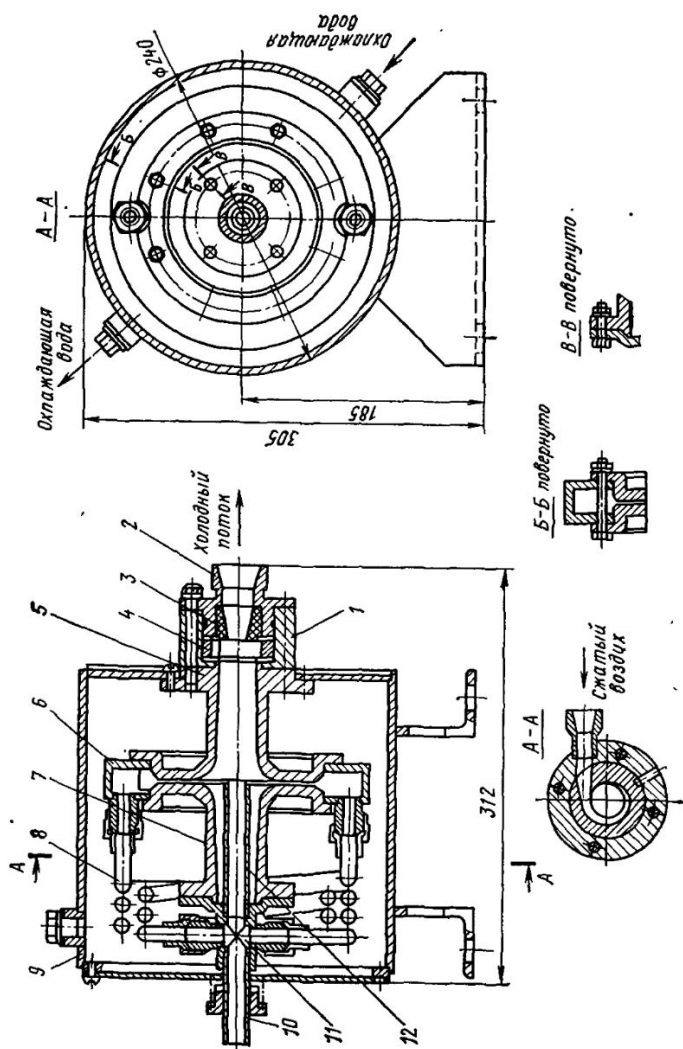


Рис. 34. Вихревой охладитель без расширения рециркулирующего потока в дополнительной вихревой трубе

щели диффузора $\Delta = 1,5$ мм; площадь проходного сечения сопла $F_c = 4,2$ мм²; диаметр, длина и угол конусности конфузорного насадка $D_k = 27,4$ мм; $L_k = 82,2$ мм и $\alpha_k = 3,5^\circ$; диаметр трубки дополнительного потока $D_d = 18$ мм.

Охладитель работает следующим образом. Сжатый воздух через сопло 4 попадает в основную вихревую камеру разделения 5. Охлажденный поток отводится через патрубок 2, а нагретый — попадает в щелевой диффузор. Часть нагретого потока проходит в конфузорный насадок, предназначенный для торможения и вывода потока в приосевые слои камеры 5. Одновременно через стенки конфузора отводится теплота. Следует отметить, что скорость омывающего газа больше, чем в охлаждаемых вихревых трубах (это достигается конфузорностью насадка), и суммарная длина камеры разделения и насадка меньше длины камеры разделения обычной охлаждаемой вихревой трубы. Нагретый поток из улитки 6 поступает в промежуточный теплообменник 8, где охлаждается и направляется в трубку 12 дополнительного потока.

На первом этапе испытаний не было охлаждающей рубашки — стенки камеры разделения, диффузора и конфузорного насадка не охлаждались. Охлаждался только рециркулирующий поток в выносном теплообменнике. Эксперименты проводили при $T_c = 290$ К, $p_c = 0,38$ МПа, $p_x = 0,1$ МПа и при трех значениях длины вихревой камеры: $\bar{L} = 3$; 6 и 9. Остальные геометрические параметры оставались неизменными. Наибольший адиабатный КПД получен при $\bar{L} = 3$ и $\mu = 0,85$ (рис. 35, кривая 1). Это объясняется тем, что в короткой трубе нагретый периферийный поток перед входом в диффузор имеет более высокую кинетическую энергию. Для охладителя с короткой трубой коэффициент восстановления давления и расход циркулирующего воздуха больше. При $\bar{L} = 3$ (рис. 36, линия 4) доля циркулирующего потока $\mu_r = G_r/G_c$ в 1,34 раза превышала значение μ_r при $\bar{L} = 6$ (линия 5), что является одной из основных причин повышения адиабатного КПД.

Однако результаты проведенных экспериментов не позволяют считать $\bar{L} = 3$ оптимальным значением. Эксперименты проведены на трубах разной длины при постоянной ширине Δ щели диффузора. Принятая ширина щели, возможно, не оптимальна для $\bar{L} = 3$, так как

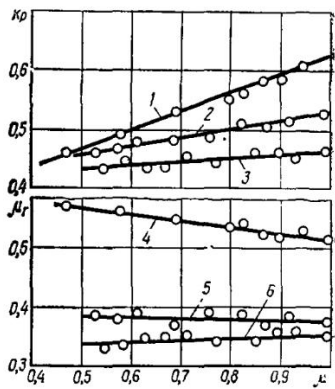
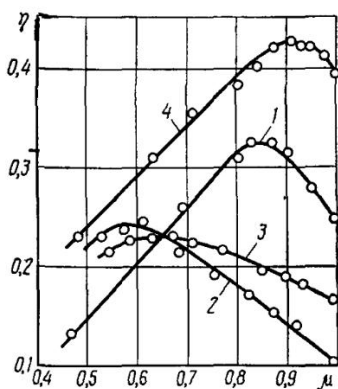


Рис. 35. Зависимость адиабатного КПД от доли охлажденного потока ($\varepsilon=3,8$):

1, 4 — $\bar{L}=3$; 2 — $\bar{L}=6$; 3 — $\bar{L}=9$ (4 — с эжектором и комбинированным охлаждением)

Рис. 36. Зависимость коэффициента восстановления давления k_p (линии 1—3) и массовой доли μ_r нагретого потока (линии 4—6) от μ :

1, 4 — $\bar{L}=3$; 2, 5 — $\bar{L}=6$; 3, 6 — $\bar{L}=9$

расход циркулирующего воздуха в рассматриваемом охладителе существенно больше расхода в охладителях с дополнительной вихревой трубой. Принятые значения Δ для $\bar{L}=6$ и особенно для $\bar{L}=9$ далеки от оптимального. Это привело к дополнительному уменьшению расхода циркулирующего потока. Вероятно, этим нужно объяснить и тот факт, что оптимум КПД при $\bar{L}=9$ соответствует $\mu \approx 0,65$ (см. рис. 35), а при $\bar{L}=6$ — $\mu \approx 0,6$.

В испытанном вихревом охладителе для организации циркуляции воздуха в узком сечении конфузорного насадка просверлены отверстия в трубке 12 (см. рис. 34), а по оси трубки 12 установлено промежуточное сопло. Это позволило эжектировать воздух из узкой части конфузора, что привело к интенсификации теплообмена воздуха со стенками конфузора и улучшило условия формирования приосевого потока в камере разделения. Измерения температуры на стенке конфузорного насадка показали, что температура стенки повысилась по сравнению с температурой в предыдущем эксперименте более чем на 10 К (рис. 37). Кривая температуры

Рис. 37. Кривые распределения температуры стенки $T_{ст}$ конфузорию насадка по его длине $\bar{L}_к$ ($\varepsilon=3,8$; $\mu=1$; $T=290$ K):

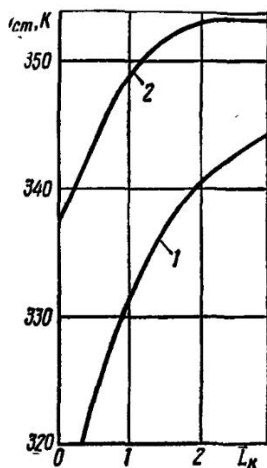
1 — без эжектора; 2 — с эжектором в трубке дополнительного потока

стенки $T_{ст}$ при наличии эжектора (кривая 2) более пологая, чем кривая 1, что свидетельствует об увеличении расхода потока через конфузорию насадок. При этом доля нагретого потока по циркуляционной линии μ_r не отличается более чем на 2—3 %.

На втором этапе исследований испытан охладитель с $\bar{L}=3$, погруженный вместе с теплообменником в резервуар с проточной водой. Максимальное значение КПД ($\eta=0,42$) получено при $\mu=0,92$ (см. рис. 35, кривая 4), т. е. КПД охладителя в 1,55 раза больше достигнутого на охлаждаемых вихревых трубах. Как отмечено выше, конструкция охладителя не была оптимизирована. Следовательно, зафиксированное значение КПД не является предельным. Дальнейшее повышение КПД возможно за счет оптимизации длин камеры разделения и конфузорию насадка, ширины щели диффузора, диаметра и длины трубки дополнительного потока, а также размеров эжектора.

Указанное преимущество по сравнению с простой охлаждаемой трубой объясняется интенсификацией отвода теплоты. Это достигнуто, во-первых, применением теплообменника с развитой теплопередающей поверхностью, во-вторых, установкой конфузорию насадка. Другие преимущества — возможность уменьшения влагосодержания охлажденного потока (для этого нужно установить водомаслоотделитель после теплообменника) и меньшая суммарная длина охладителя по сравнению с длиной охлаждаемых вихревых труб.

Накопленный экспериментальный материал пока не позволяет дать четких рекомендаций по выбору основных размеров охладителя. В связи с этим можно только рекомендовать принимать такие же размерные соотношения, как и для образца, для которого получен мак-



симальный КПД, т. е. принимать $\bar{L}=3$, одинаковые размеры конфузторного насадка и камеры разделения, относительные ширины щели диффузора $\bar{\Delta}=0,054$, длину трубки дополнительного потока $\bar{L}_d=3$.

Все рассмотренные конструкции вихревых охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления включают промежуточный теплообменник. Тип его следует выбирать, исходя из конкретных условий эксплуатации, с учетом свойств и параметров охлаждающей среды. Расчет и проектирование теплообменников нужно выполнять с использованием известных в теплотехнике методик. Для предварительного расчета теплообменника в качестве исходных параметров можно рекомендовать давление нагретого потока перед теплообменником $p_r=(0,5...0,6)p_c$; удельный расход по циркуляционной ветке $\mu_r=0,4...0,5$. В оптимизации теплообменника с учетом его взаимосвязи с другими агрегатами заложены дополнительные резервы повышения адиабатного КПД вихревого охладителя.

Пример. Определить геометрические размеры вихревого охладителя, предназначенного для транспортной системы кондиционирования. Известны: давление и температура сжатого воздуха $p_c=0,4$ МПа и $T_c=323$ К, холодопроизводительность $Q_x=2,9$ кВт, давление охлажденного потока $p_x=0,1$ МПа.

1. Для расчета выбираем вихревой охладитель с рециркуляцией потока промежуточного давления по схеме, приведенной на рис. 20, а, без водяной рубашки.

Определяем режим работы по зависимости η от μ (см. рис. 35): $\eta=0,32$ при $\mu=0,8$ (кривая 1).

2. Степень расширения в вихревом холодильнике $\epsilon=0,4/0,1=4$.

3. Эффект охлаждения при изэнтропийном расширении воздуха $\Delta T_s=323[1-(1/4)^{(1,4-1)/1,4}]=105,6$ К.

4. Эффект охлаждения и температура охлажденного потока: $\Delta T_x=\eta\Delta T_s/\mu=0,32\cdot 105,6/0,8=42,2$ К; $T_x=T_c-\Delta T_x=323-42,2=280,8$ К.

5. Расход охлажденного воздуха $G_x=Q_x/(\Delta T_x c_p)=2900/(42,2\times 1000)=0,069$ кг/с.

6. Расход сжатого воздуха $G_c=G_x/\mu=0,069/0,8=0,086$ кг/с.

7. Площадь проходного сечения сопла при коэффициенте расхода $0,95-0,96$ [16] $F_c=100\cdot 0,086\sqrt{323/(3,8\cdot 0,4)}=102$ мм².

8. Относительная площадь проходного сечения сопла [см. формулу (23)] $\bar{F}_c=0,423(4^{0,5}-1)/4^{1,5}=0,053$.

9. Диаметр вихревой трубы

$$D_0=\sqrt{102\cdot 4/(3,14\cdot 0,053)}=49,5 \text{ мм.}$$

10. Диаметр диафрагмы охлажденного потока $D_x=0,65 D_0=32,2$ мм.

11. Длина вихревой камеры (выбираем коническую камеру с углом $\alpha=3,5^\circ$) $L=3D_0=148,5$ мм.

12. Диаметр щелевого диффузора $D_{\text{диф}} = 4D_0 = 198$ мм.

13. Ширина щели в диффузоре $\Delta = 0,05D_0 = 2,5$ мм.

14. Длина дополнительной камеры (выбираем коническую камеру с углом $\alpha = 3,5^\circ$) $L_k = L = 148,5$ мм. Меньший диаметр дополнительной камеры принимаем равным D_0 .

15. Диаметр трубки дополнительного потока $D_d = D_x = 32,2$ мм.

16. Длина трубки дополнительного потока $L_d = L_k = 148,5$ мм.

17. Для расчета теплообменника определяем:

расход циркуляционного потока (по рис. 36 находим $\mu_r = 0,52$)
 $G_r = \mu_r G_c = 0,52 \cdot 0,086 = 0,045$ кг/с;

давление циркуляционного потока (по рис. 36 находим $k_p =$
 $= p_r/p_c = 0,55$)

$p_r = k_p p_c = 0,55 \cdot 0,4 = 0,22$ МПа; температуру циркуляционного по-

тока перед теплообменником (из уравнения теплового баланса)

$T_r = (T_c - \mu T_x + \mu_r T_{r0}) / (1 - \mu + \mu_r)$, где T_{r0} — температура воздуха после теплообменника (зависит от параметров охлаждающей среды и типа теплообменника).

Допустим, что охлаждающей средой является вода температу-

рой 293 К; температурный напор между воздухом на выходе из

теплообменника и водой составляет 10 К, тогда $T_{r0} = 293 + 10 =$

$= 303$ К и $T_r = (323 - 0,8 \cdot 280,8 + 0,52 \cdot 303) / (1 - 0,8 + 0,52) = 355,6$ К.

Далее рассчитываем теплообменник по известным в теплотехнике

методикам.

2.6. Ступенчатые и каскадные вихревые охладители

Ступенчатым называют последовательное соединение нескольких вихревых труб с подключением диафрагмы предыдущей вихревой трубы к сопловому аппарату последующей. Процесс от предыдущей к последующей вихревой трубе происходит с понижением давления. В соответствии с уравнением (19) с увеличением степени расширения несколько снижается эффективность процесса энергетического разделения.

Рассматривая двухступенчатую схему, определим температуру охлажденного потока [16]

$$T_x = T_c \{1 - \eta_{r1} [1 - (1/\epsilon_1)^{(k-1)/k}]\} \{1 - \eta_{r2} [1 - (\epsilon_1/\epsilon)^{(k-1)/k}]\},$$

где индекс 1 относится к первой из рассматриваемых вихревых труб. При $\eta_{r1} = \eta_{r2}$, как следует из анализа уравнения, оптимальна равномерная разбивка степени расширения по ступеням, т. е. $\epsilon_1 = \epsilon_2 = \sqrt[k]{\epsilon}$. Расход сжатого газа $G_c = G_x / (\mu_1 \mu_2)$.

Для определения области целесообразного использования одно- и двухступенчатых вихревых холодильников рассчитаем эффект охлаждения при начальных условиях $T_c = 293$ К, $p_c = 2,5$ МПа для двухатомных газов. Результаты расчета приведены на рис. 38.

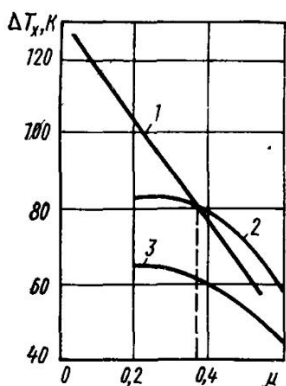


Рис. 38. Сравнительные характеристики вихревых холодильников ($T_c=293$ К; $k=1,4$):

1 — двухступенчатого ($\varepsilon=25$); 2 — одноступенчатого ($\varepsilon=25$); 3 — одноступенчатого ($\varepsilon=5$)

В одноступенчатом холодильнике при $\mu=0,2$ и $\eta_T=0,56$ эффект охлаждения $\Delta T_x=83$ К. В двухступенчатом холодильнике при $\mu_1=\mu_2=0,2$ и $\varepsilon_1=\varepsilon_2=5$ коэффициент температурной эффективности $\eta_{T1}=\eta_{T2}=0,6$. Эффект охлаждения в первой ступени 67 К, во второй 58 К; суммарный эффект охлаждения $\Delta T_x=125$ К при $\mu=\mu_1=\mu_2=0,04$. Таким образом, использование двухступенчатого холодильника позволяет увеличить эффект охлаждения на 42 К, но при этом возрастает расход сжатого газа. Из условия равномерной разбивки степени расширения следует, что эффект охлаждения растет с увеличением числа ступеней расширения газа. На практике редко применяют более двух ступеней расширения из-за конструктивного усложнения холодильника и резкого увеличения расхода сжатого газа. Переход к большим относительным расходам охлажденного потока в ступенях адиабатного вихревого холодильника связан с уменьшением η_T . Если в рассмотренном примере задать $\mu=0,2$, то $\mu_1=\mu_2=\sqrt{0,2}=0,45$ и $\Delta T_x=103$ К будет больше, чем в одноступенчатом холодильнике. При $\mu<0,37$ двухступенчатый вихревой холодильник работает эффективнее одноступенчатого.

Увеличение общего расхода охлажденного потока или снижение его температуры возможно при утилизации нагретого потока, давление которого $p_T=p_x$ ($0,33\varepsilon+0,67$), а расход $G_T=G_c(1-\mu)$.

При наличии криоагента целесообразно для первой ступени устанавливать охлаждаемую вихревую трубу, работающую в режиме $\mu \rightarrow 1$. В этом случае расходы сжатого газа в первой и последующей ступенях охлаждения равны, поэтому возможно увеличение числа ступеней без уменьшения расхода охлажденного потока. Оптимальное число ступеней охлаждения при этом зависит от минимальной степени расширения газа в одной ступени. Экспериментально установлено, что при

$\varepsilon > 2,2$ температура стенки охлаждаемой вихревой трубы изменяется незначительно, поэтому многоступенчатые установки с охлаждаемыми вихревыми трубами распространены для достижения не только наибольшего эффекта охлаждения, но и наибольшей холодопроизводительности. Тепловая нагрузка воспринимается промежуточными теплообменниками между ступенями. Расширяющийся газ поступает в каждую следующую ступень с температурой, близкой к температуре охлаждающей среды, в качестве которой используют воздух. Межступенчатое охлаждение в кондиционере с $Q_x = 2$ кВт позволило уменьшить расход сжатого воздуха при начальном давлении $p_c = 1$ МПа с 210 до 140 кг/ч, т. е. в 1,33 раза при переходе от одно- к четырехступенчатой схеме.

При невысоких давлениях и необходимости глубокого охлаждения следует переходить к каскадным схемам включения вихревых труб [16]. Каскад состоит из параллельно установленных вихревых холодильников и теплообменников, включенных между вихревыми трубами и предназначенных для охлаждения сжатого газа на входе в последующую вихревую трубу охлажденным потоком предыдущей вихревой трубы. Приняв расход охлажденного потока предыдущей вихревой трубы каскада равным расходу сжатого газа последующей вихревой трубы, а степень расширения постоянной, определим температуру охлажденного потока i -го каскада

$$T_x^i = \theta_x^1 \theta_x^2 \dots \theta_x^i T_c,$$

где $\theta_x^i = 1 + \eta_{\tau i} (1/\varepsilon^{(k-1)/k})$.

Суммарный расход сжатого газа в установке для получения 1 кг охлажденного в последнем каскаде воздуха

$$G_c = \sum_i^m G_i = \frac{1}{\mu_1} + \frac{1}{\mu_1 \mu_2} + \dots + \frac{1}{\mu_1 \mu_2 \dots \mu_i}.$$

При охлаждении до заданной температуры T_x число вихревых труб в каскаде

$$m = \lg \frac{T_c}{T_x} / \lg \frac{1}{\theta_x}.$$

Для повышения экономичности системы вихревые трубы каскада целесообразно использовать на режиме $\eta_{\max}$ при $\mu = 0,65 \dots 0,70$.

2.7. Вихревые эжекторы

В центральной области закрученного потока возможно возникновение зоны пониженного давления. Это свойство потока используют в аппаратах, называемых вихревыми эжекторами и используемых для эжекции газовых потоков и вакуумирования замкнутых объемов.

Впервые в СССР вихревой эжектор (ДКМ) создан группой исследователей во главе с М. Г. Дубинским. Сжатый (эжектирующий) газ через сопловой ввод 2 (рис. 39) поступает в камеру 1, где образуется вращающийся поток с приосевой областью пониженного давления. В эту область через трубку 3 подсасывается эжектируемый газ. Образующаяся в камере смесь через втулку 4 поступает в диффузор 6 и улитку 5, где тормозится с повышением давления. На стенке диффузора расположен регулирующий клапан 7. Выходящий из улитки поток газа подается в технологический трубопровод или сбрасывается в атмосферу (при вакуумировании замкнутых объемов).

Основные характеристики, определяющие эффективность работы вихревого эжектора, — коэффициент эжекции n и степень повышения давления эжектируемого газа σ_a

$$n = G_a / G_c; \quad (24)$$

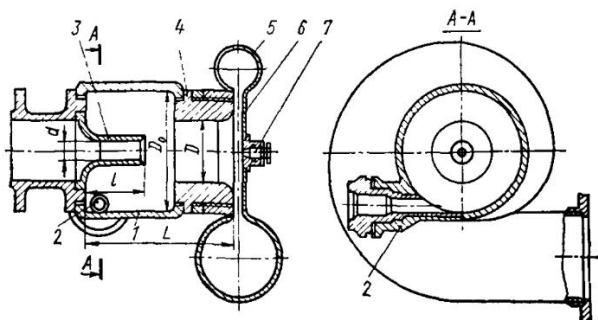


Рис. 39. Вихревой эжектор ДКМ

$$\sigma_a = p_{cm}/p_a, \quad (25)$$

где G_c , G_a — расход соответственно эжектирующего и эжектируемого газа, кг/с; p_{cm} , p_a — давление соответственной смеси на выходе из эжектора и эжектируемого газа, Па.

Показателем эффективности работы может быть адиабатный КПД, представляющий собой отношение адиабатной работы сжатия эжектируемого газа к адиабатной работе расширения эжектирующего газа

$$\eta_a = nT_a (\sigma_a^{(k-1)/k} - 1) / [T_c (1 - \varepsilon^{-(k-1)/k})], \quad (26)$$

где T_c , T_a — температура соответственно эжектирующего и эжектируемого газа; $\varepsilon = p_c/p_{cm}$ — степень расширения эжектирующего газа (p_c — давление эжектирующего газа).

До настоящего времени наименьшее остаточное давление 0,001 МПа при вакуумировании объема 0,04 м³ достигнуто с помощью эжектора ДКМ (рис. 40, кривая 1). При вакуумировании объема 0,5 м³ последовательно двумя эжекторами ДКМ в течение 17 мин достигнуто остаточное давление 2,5 кПа (рис. 40, кривая 2). Эжектор имел размеры (см. рис. 39) $D_0=0,05$ м, $D=0,025$ м, $L=0,075$ м, $l=0,038$ м. При вакуумировании объема 0,5 м³ сначала работал эжектор с $d=0,009$ м, а затем с $d=0,004$ м. Давление сжатого газа $p_c=0,3$ МПа. Адиабатный КПД эжектора достигал 10%. Кривая 3 получена М. М. Бесединым и И. В. Левичевым при исследовании работы вихревого вакуум-насоса, предназначенного для транспортирования сыпучих веществ. Вакуум-насос имел камеру постоянного сечения диаметром $D_0=0,05$ м и длиной $L=0,0425$ м, непосредственно переходящую в щеле-

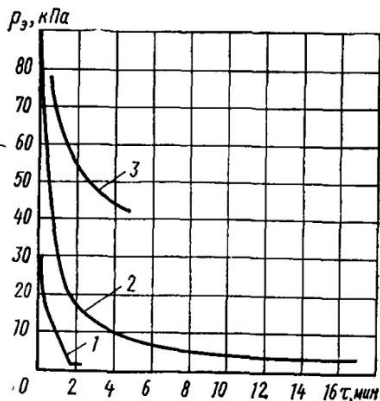


Рис. 40. Зависимость остаточного давления от времени откачки при вакуумном объеме $V_{в}$:

1 — $V_{в}=0,04$ м³; 2 — $V_{в}=0,5$ м³;
3 — $V_{в}=8$ м³

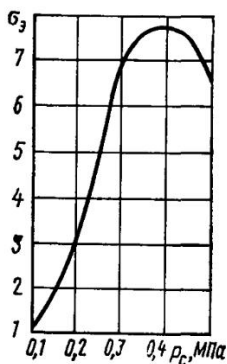


Рис. 41. Зависимость максимальной степени повышения давления от давления сжатого газа при вакуумировании замкнутых объемов

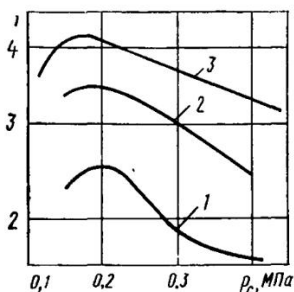


Рис. 42. Зависимость коэффициента эжекции от давления эжектирующего газа

вой диффузор. Давление сжатого газа составляло $p_c = 0,2 \text{ МПа}$. Как показали исследования по оптимизации основных геометрических размеров аппарата, наибольшее разрежение при вакуумировании объема 8 м^3 достигается при диаметре $d = 0,6 D_0$ и ширине щели диффузора $\Delta_d = 0,08 D_0$.

Разрежение, создаваемое вихревым эжектором, в значительной степени зависит от давления сжатого газа. При исследовании самовакuumирующей вихревой трубы [16], действие которой можно рассматривать как предельный случай работы вихревого эжектора, получена зависимость (рис. 41), по которой можно оценить максимально возможное разрежение в вакуумируемом объеме при заданном давлении сжатого газа.

Современные вихревые эжекторы для прокачки газа имеют, как правило, камеру постоянного сечения, непосредственно переходящую в диффузор. Сопловой ввод прямоугольного сечения имеет входную спиральную улитку. При первом исследовании вихревого эжектора, проведенном А. П. Меркуловым [16], установлены основные закономерности работы эжектора и выявлено влияние режимных и конструктивных параметров на коэффициент эжекции (рис. 42, кривая 1). Дальнейшие исследования были направлены на оптимизацию гео-

метрии эжектора. Они привели к существенному повышению коэффициента эжекции. Н. Д. Колышев с соавторами [19] исследовал работу вихревого эжектора с камерой диаметром $D_0 = 0,03$ м и длиной $L = 1,5D_0$, снабженной щелевым диффузором. На рис. 42 (кривая 2) дана характеристика этого эжектора. Авторы исследования установили, что при давлении сжатого воздуха $p_c = 0,2 \dots 0,4$ МПа наибольшие значения коэффициента эжекции достигаются при относительном диаметре отверстия трубки ввода эжектируемого газа $\bar{d} = d/D_0 = 0,9$, причем оптимальная длина трубки $l = (1,00 \dots 1,25) D_0$. Исследовано также влияние ширины щели диффузора. В условиях эксперимента ее оптимальное значение $\Delta_d = (0,16 \dots 0,2) D_0$. Наиболее полное исследование по оптимизации геометрии вихревого эжектора проведено В. Г. Воловым. Постановкой эксперимента, спланированного на поиск оптимальных условий работы эжектора [8], удалось получить наибольшие значения коэффициента эжекции (рис. 42, кривая 3). Найденные оптимальные геометрические размеры элементов вихревого эжектора указаны ниже при описании методики расчета вихревых эжекторов.

При использовании вихревого эжектора в технологических схемах необходимо учитывать гидравлические сопротивления трубопроводов для эжектируемого газа и смеси на выходе из эжектора, наличие которых приводит к росту σ_s и уменьшению n [16] (рис. 43). Приведенные на рис. 43 характеристики позволяют выбирать параметры вихревого эжектора на различных режимах его работы.

Исследования вихревых аппаратов, проводимые под руководством В. И. Метенина, привели к созданию противоточного вихревого эжектора (рис. 44). При истечении эжектирующего газа из соплового аппарата 3 в конической камере смешения 2 образуется вихревой поток, имеющий в

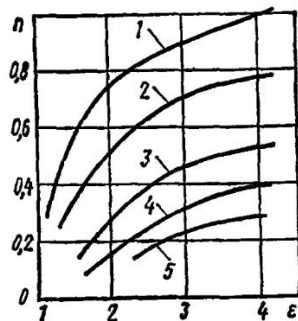


Рис. 43. Зависимость коэффициента эжекции n от степени расширения ε эжектируемого газа:

1 — $\sigma_s = 1,1$; 2 — $\sigma_s = 1,2$; 3 — $\sigma_s = 1,4$; 4 — $\sigma_s = 1,6$; 5 — $\sigma_s = 1,8$

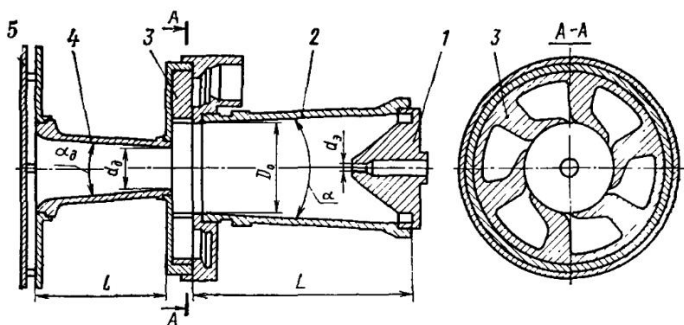


Рис. 44. Противоточный вихревой эжектор

приосевой зоне область пониженного давления, причем минимальное статическое давление устанавливается в сечениях, близких к широкому торцу камеры. В область разрежения через сопловой насадок 1 вводится эжектируемый газ. Смесь газов из камеры смешения поступает в осевой 4, а затем и в щелевой 5 диффузоры, где кинетическая энергия превращается в потенциальную энергию давления.

В. В. Бобров, исследуя противоточный эжектор при $n=0$, получил зависимости степени повышения давления от давления сжатого газа и давления смеси на выходе эжектора (рис. 45). Эти характеристики можно

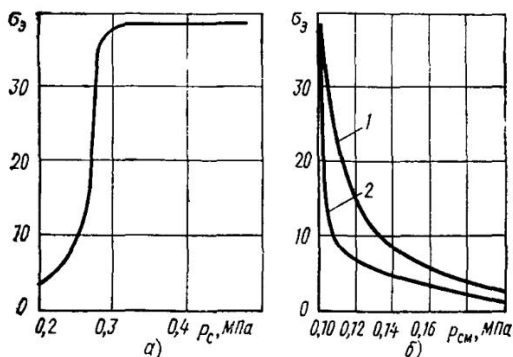
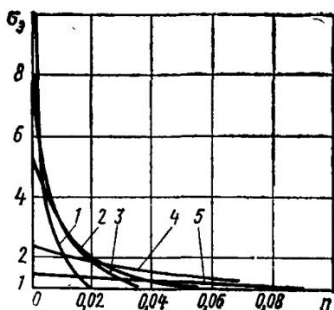


Рис. 45. Зависимость степени повышения давления от давления сжатого газа (а) и давления смеси на выходе из диффузора (б) при $D_0=0,03$ м:

1 — $p_c=0,5$ МПа; 2 — $p_c=0,3$ МПа

Рис. 46. Зависимость степени повышения давления от коэффициента эжекции ($D_0=0,03$ м; $p_c=0,3$ МПа; $p_{с.м}=0,103$ МПа):
 1 — $\bar{a}_3=0,067$; 2 — $\bar{a}_3=0,133$; 3 — $\bar{a}_3=0,166$; 4 — $\bar{a}_3=0,233$; 5 — $\bar{a}_3=0,333$



рассматривать как предельные при вакуумировании замкнутых объемов испытанными модификациями эжектора.

По способности к вакуумированию противоточные эжекторы близки к эжекторам М. Г. Дубинского. При давлении $p_c=0,3$ МПа остаточное давление в зоне разрежения камеры смешения с $D_0=0,3$ м составило $p_s=2,6$ КПа. Основное преимущество противоточных эжекторов — способность обеспечивать высокие значения σ_s даже при значительном противодавлении на выходе (рис. 45, б). К недостаткам таких эжекторов следует отнести малый коэффициент эжекции при прокачке газа (рис. 46).

Из приведенных экспериментальных материалов следует, что область применения противоточных эжекторов ограничена вакуумированием камер с небольшими натеканиями воздуха из атмосферы и газовыделениями от расположенных в них объектов. Противоточные эжекторы можно использовать для вакуумирования замкнутых объемов, когда отсасываемый газ используют в технологических схемах. В остальных случаях предпочтительнее применение прямоточных эжекторов.

Расчет вихревого эжектора, как и других вихревых аппаратов, базируется на экспериментальных материалах, однако их недостаточно. Рекомендации по выбору основных геометрических размеров и режимных параметров получены при испытаниях ограниченного числа образцов. В связи с этим может возникнуть необходимость экспериментальной доводки аппарата, если размеры разрабатываемого эжектора существенно отличаются от размеров опытных образцов. Порядок расчета зависит от назначения аппарата.

При использовании вихревого эжектора для прокачки потока газа, например, в режиме вентилирования,

предпочтительно применение прямооточного эжектора (по типу ДКМ — см. рис. 39), обеспечивающего наибольший коэффициент эжекции. Исходными данными являются расход $G_э$ эжектируемого газа, давление p_c эжектирующего газа, гидравлическое сопротивление $\Delta p_э$ по тракту эжектируемого газа и смеси на выходе $\Delta p_{см}$. Степень повышения давления эжектируемого газа $\sigma_э = (p_0 + \Delta p_{см}) / (p_э - \Delta p_э)$ и располагаемая степень расширения эжектирующего газа $\varepsilon = p_c / (p_0 + \Delta p_{см})$, где p_0 — давление окружающей среды.

По кривым, приведенным на рис. 43, находят коэффициент эжекции n . Тогда расход эжектирующего газа $G_c = G_э / n$. По найденному расходу G_c , используя выражения, приведенные в п. 2.2, определяют площадь сечения соплового ввода F_c , его высоту h и ширину b .

Максимальные коэффициенты эжекции получены В. Г. Воловым для вихревых эжекторов, относительная площадь сечения соплового ввода которых $\bar{F}_c = 0,03 \dots 0,04$ (меньшие значения $\bar{F}_c$ соответствуют большему n). Следовательно, диаметр камеры

$$D_0 = \sqrt{4F_c / (\pi \bar{F}_c)} = (5,1 \dots 6,6) \sqrt{\bar{F}_c}. \quad (27)$$

В. Г. Волон рекомендует принимать длину камеры $L = D_0$, диаметр отверстия трубки для ввода эжектируемого газа $d = 0,9D_0$, максимальный диаметр диффузора $D_d = 5D_0$, ширину диффузора $\Delta_d = (0,15 \dots 0,25) D_0$, радиус сопряжения камеры с диффузором $R_d = 0,20D_0$ при $\varepsilon \leq 2$ и $R_d = 0,35D_0$ при $\varepsilon > 2$.

В ряде случаев применения вихревого эжектора расход эжектирующего газа G_c может быть ограничен, но при этом имеется возможность выбора его давления p_c и известен коэффициент эжекции n . По рис. 43 находят степень расширения ε ; искомое давление сжатого газа $p_c = \varepsilon(p_0 + \Delta p_{см})$. Дальнейший расчет выполняют по изложенной выше методике.

При использовании вихревого эжектора для вакуумирования замкнутого объема исходным параметром является остаточное давление $p_э$ вакуумируемой среды объемом $V_в$. В работе [16] рекомендуется следующий порядок расчета прямооточного эжектора.

По выражению (25) определяют степень повышения давления $\sigma_э$, затем по рис. 41 находят необходимое давление сжатого газа p_c . Наиболее сложно определить

расход сжатого газа, так как коэффициент эжекции n есть величина переменная во времени вакуумирования τ .

Средний коэффициент эжекции

$$n_{cp} = M_3 / (G_c \tau), \quad (28)$$

где $M_3 = V_3(p^H_3 - p^K_3) / (RT_3)$ — масса удаляемого из вакуумируемого объема газа, кг (T_3 — температура вакуумируемой среды, К; p^H_3 и p^K_3 — начальное и конечное давление в вакуумируемом объеме, Па).

Экспериментальная зависимость n_{cp} от p^K_3 приведена на рис. 47. Если задано время вакуумирования, то расход сжатого воздуха $G_c = M_3 / (n_{cp} \tau)$. Если задан расход, то время вакуумирования $\tau = M_3 / (n_{cp} G_c)$. При найденном расходе сжатого газа вычисляют площадь, ширину и высоту соплового ввода эжектора (см. п. 2.2).

Установлено, что для каждого давления сжатого газа p_c существует определенная относительная площадь сечения соплового ввода эжектора $\bar{F}_{c, opt}$, обеспечивающая минимальное давление p_3 (рис. 48). Тогда диаметр цилиндрической втулки эжектора

$$D = \sqrt{4F_c / (\pi \bar{F}_{c, opt})}.$$

При расчете эжектора на минимально возможное остаточное давление p_3 диаметр отверстия трубки ввода эжектируемого газа принимают $d \leq 0,2D$. При вакуумировании больших объемов с относительно высоким конечным остаточным давлением ($p_3 \leq 0,05$ МПа)

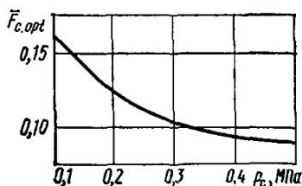
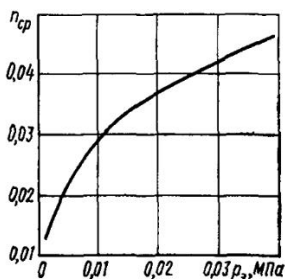


Рис. 47. Зависимость среднего коэффициента эжекции от остаточного давления в вакуумируемом объеме ($p_c = 0,3$ МПа, $p_{cm} = 0,103$ МПа)

Рис. 48. Зависимость оптимальной относительной площади сечения соплового ввода от давления сжатого газа ($p_{cm} = 0,1$ МПа)

время вакуумирования минимально при $d=0,6D$. Для уменьшения времени вакуумирования трубку для всасывания эжектируемого газа целесообразно выполнять с регулируемым диаметром отверстия. При этом с течением времени диаметр отверстия должен уменьшаться.

При необходимости обеспечения высоких степеней повышения давления эжектируемого газа при малых коэффициентах эжекции может быть рациональным использование противоточного эжектора. Как и в предыдущих случаях, в начале расчета по исходным данным вычисляют σ_3 . Далее выбор режимных и конструктивных параметров выполняют в соответствии с рекомендациями В. В. Боброва. По рис. 45 и 46 выбирают давление эжектируемого газа p_c и коэффициент эжекции n . По заданному расходу эжектируемого газа рассчитывают расход эжектирующего газа. Определяют суммарную площадь сечения сопловых вводов F_c . Выбирают число m сопловых вводов (по данным исследования эффективность эжектора возрастает с увеличением m) и определяют площадь сечения соплового ввода $F_{cm} = F_c/m$, его высоту $h = \sqrt{0,275 F_{cm}}$ и ширину $b = F_{cm}/h$.

Для противоточного эжектора оптимальная относительная площадь соплового ввода $\bar{F}_{c\text{opt}} = 0,125 \dots 0,127$. Следовательно, диаметр камеры смешения

$$D_0 = (3,17 \dots 3,19) \sqrt{F_c}. \quad (29)$$

Длина камеры смещения $L = 3D_0$; угол конусности $\alpha = 3^\circ 40' \dots 4^\circ 40'$.

По рис. 46 выбирают относительный диаметр соплового ввода эжектируемого газа $\bar{d}_3$ и определяют его абсолютный диаметр $d_3 = \bar{d}_3 D_0$.

Рекомендуется сопловой насадок выполнять в виде конического тела с углом конусности 40° — 60° , имеющего у основания цилиндрический участок. Геометрические размеры осевого диффузора: начальный диаметр $d_d = 0,445 D_0$; длина $l = (2,2 \dots 2,8) D_0$; угол конусности $\alpha_d = 5^\circ \dots 7^\circ$. Геометрические размеры щелевого диффузора: диаметр $D_d = (3,0 \dots 3,5) D_0$; ширина $\Delta_d = (0,10 \dots 0,15) D_0$; радиус сопряжения с осевым диффузором $R_d = (0,20 \dots 0,25) D_0$.

Пример 1. Рассчитать прямоточный вихревой эжектор для эжектирования низконапорного потока. Исходные данные: расход эжектируемого воздуха $G_3 = 0,15$ кг/с; давление и температура эжектирующего воздуха $p_c = 0,3$ МПа и $T_c = 288$ К; давление и темпера-

тура окружающей среды $p_0=0,1$ МПа и $T_0=293$ К; гидравлическое сопротивление по тракту эжектируемого воздуха $\Delta p_a=0,01$ МПа.

1. Степень повышения давления [формула (25)] $\sigma_a=0,1/(0,1-0,01)=1,11$.

2. Степень расширения $\varepsilon=0,3/0,1=3$.

3. Согласно рис. 43 коэффициент эжекции $n=0,89$.

4. Расход эжектирующего воздуха $G_c=0,15/0,89=0,168$ кг/с.

5. Площадь проходного сечения соплового ввода

$$F_c = \frac{0,168 \sqrt{288}}{0,38 \cdot 3} 10^{-4} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \text{ высота соплового ввода } h =$$

$$= \sqrt{2,5 \cdot 10^{-4} / 2} = 1,12 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad \text{ширина соплового ввода } b = 2,5 \cdot 10^{-4} / (1,12 \cdot 10^{-2}) = 2,23 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

6. Диаметр камеры $D_0=6\sqrt{2,5 \cdot 10^{-4}}=9,5 \cdot 10^{-2}$ м.

7. Длина камеры $L=9,5 \cdot 10^{-2}$ м.

8. Диаметр отверстия трубки ввода эжектируемого воздуха $d=0,9 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2}=8,55 \cdot 10^{-2}$ м.

9. Максимальный диаметр диффузора $D_d=5 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2}=47,5 \times 10^{-2}$ м.

10. Ширина диффузора $\Delta_d=0,25 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2}=2,4 \cdot 10^{-2}$ м.

11. Радиус сопряжения диффузора $R_d=0,35 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2}=3,3 \cdot 10^{-2}$ м.

Пример 2. Рассчитать прямоточный вихревой эжектор по исходным данным к примеру 1, но при расходе G_c эжектирующего воздуха не более 0,15 кг/с и давлении p_c до 0,6 МПа.

1. Коэффициент эжекции $n=0,15/0,15=1$.

2. Степень расширения (см. рис. 43) $\varepsilon=4$.

3. Давление эжектирующего воздуха $p_c=p_0\varepsilon=0,1 \cdot 4=0,4$ МПа.

4. Площадь проходного сечения соплового ввода

$$F_c = \frac{0,15 \sqrt{288}}{0,38 \cdot 4} 10^{-4} = 1,67 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \text{ высота соплового ввода } h =$$

$$= \sqrt{1,67 \cdot 10^{-4} / 2} = 0,91 \cdot 10^{-2} \text{ м}; \quad \text{ширина соплового ввода } b = 1,67 \cdot 10^{-4} / (0,91 \cdot 10^{-2}) = 1,83 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

5. Диаметр камеры $D_0=6,6\sqrt{1,67 \cdot 10^{-4}}=8,52 \cdot 10^{-2}$ м.

6. Длина камеры $L=8,52 \cdot 10^{-2}$ м.

7. Диаметр отверстия трубки ввода эжектируемого воздуха $d=0,9 \cdot 8,52 \cdot 10^{-2}=7,67 \cdot 10^{-2}$ м.

8. Максимальный диаметр диффузора $D_d=5 \cdot 8,52 \cdot 10^{-2}=42,6 \times 10^{-2}$ м.

9. Ширина диффузора $\Delta_d=0,25 \cdot 8,52 \cdot 10^{-2}=2,13 \cdot 10^{-2}$ м.

10. Радиус сопряжения диффузора $R_d=0,35 \cdot 8,52 \cdot 10^{-2}=2,98 \times 10^{-2}$ м.

Пример 3. Рассчитать прямоточный вихревой эжектор для вакуумирования камеры стенда проверки срабатывания датчиков абсолютного давления. Исходные данные: объем вакуумируемой камеры $V_v=0,5$ м³; давление срабатывания датчиков $p_a=0,02$ МПа; время вакуумирования не более $\tau=120$ с; температура сжатого воздуха $T_c=288$ К; давление и температура окружающей среды $p_0=0,1$ МПа и $T_0=293$ К.

1. Степень повышения давления $\sigma_a=0,1/0,02=5$.

2. По рис. 41 давление сжатого воздуха $p_c=0,25$ МПа.

3. Средний коэффициент эжекции (см. рис. 47) $n_{ср}=0,037$.

4. Расход сжатого воздуха

$$G_c = \frac{0,5(1-0,2)10^{-4}}{0,037 \cdot 29,3 \cdot 293 \cdot 120} = 0,1 \text{ кг/с.}$$

5. Площадь проходного сечения соплового ввода

$$F_c = \frac{0,1 \sqrt{288}}{0,38 \cdot 2,5} 10^{-4} = 1,79 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

высота соплового ввода $h = \sqrt{1,79 \cdot 10^{-4}/2} = 0,94 \cdot 10^{-2} \text{ м};$

ширина соплового ввода $b = 1,79 \cdot 10^{-4}/(0,94 \cdot 10^{-2}) = 1,9 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

6. Согласно рис. 48 оптимальное значение относительной площади сечения соплового ввода $\bar{F}_{с.опт}=0,11$.

7. Диаметр цилиндрической втулки $D = \sqrt{4 \cdot 1,79 \cdot 10^{-4}/(3,14 \cdot 0,11)} = 4,55 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

8. Длина втулки $L = 4,55 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

9. Диаметр отверстия трубки ввода эжектируемого воздуха $d = 0,2 \cdot 4,55 \cdot 10^{-2} = 0,91 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

10. Длина трубки $l = 1,5 \cdot 4,55 \cdot 10^{-2} = 6,82 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

11. Диаметр камеры $D_0 = 2 \cdot 4,55 \cdot 10^{-2} = 9,1 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

12. Максимальный диаметр диффузора $D_d = 5 \cdot 4,55 \cdot 10^{-2} = 22,75 \times 10^{-2} \text{ м.}$

13. Ширина диффузора $\Delta_d = 0,25 \cdot 4,55 \cdot 10^{-2} = 1,14 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

14. Радиус сопряжения диффузора $R_d = 0,35 \cdot 4,55 \cdot 10^{-2} = 1,59 \times 10^{-2} \text{ м.}$

Пример 4.

Рассчитать противоточный вихревой эжектор для вакуумирования камеры с постоянным натеканием воздуха из атмосферы. Исходные данные: рабочее тело — воздух; расход и давление эжектируемого газа $G_s=0,0005 \text{ кг/с}$ и $p_s=0,02 \text{ МПа}$; температура эжектирующего газа $T_c=288 \text{ К}$; давление смеси на выходе $p_{см}=0,11 \text{ МПа}$.

1. Степень повышения давления $\sigma_s=0,11/0,02=5,5$.

2. Давление эжектирующего воздуха (см. рис. 45) $p_c=0,22 \text{ МПа}$.

3. Коэффициент эжекции (см. рис. 46) $n=0,0045$.

4. Расход эжектирующего воздуха $G_c=0,0005/0,0045=0,11 \text{ кг/с}$.

5. Суммарная площадь сечения сопловых вводов

$$F_c = \frac{0,11 \sqrt{288}}{0,38 \cdot 2,2} 10^{-4} = 2,23 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

6. Принимаем число сопел $m=6$.

7. Площадь сечения соплового ввода $F_{см}=2,23 \cdot 10^{-4}/6=0,37 \times 10^{-4} \text{ м}^2$; высота соплового ввода $h=\sqrt{0,275 \cdot 0,37 \cdot 10^{-4}}=0,32 \cdot 10^{-2} \text{ м}$; ширина соплового ввода $b=0,37 \cdot 10^{-4}/(0,32 \cdot 10^{-2})=1,15 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

8. Диаметр камеры смещения

$$D_0 = 3,17 \sqrt{2,23 \cdot 10^{-4}} = 4,73 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

9. Длина камеры смещения $L=3 \cdot 4,73 \cdot 10^{-2}=14,2 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

10. Угол конусности $\alpha=4^\circ$.

11. Относительный диаметр соплового ввода эжектируемого газа (см. рис. 46) $d_s=0,133$.

12. Диаметр соплового ввода эжектируемого газа $d_s=0,133 \cdot 4,73 \cdot 10^{-2}=0,63 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

13. Начальный диаметр осевого диффузора $d_d=0,445 \cdot 4,73 \times 10^{-2}=2,1 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$

14. Длина осевого диффузора $l = 2,8 \cdot 4,73 \cdot 10^{-2} = 13,2 \cdot 10^{-2}$ м.
15. Угол конусности осевого диффузора $\alpha_d = 6^\circ$.
16. Диаметр шелевого диффузора $D_d = 3 \cdot 4,73 \cdot 10^{-2} = 14,2 \cdot 10^{-2}$ м.
17. Ширина диффузора $\Delta_d = 0,15 \cdot 4,73 \cdot 10^{-2} = 0,71 \cdot 10^{-2}$ м.
18. Радиус сопряжения диффузора $R_d = 0,2 \cdot 4,73 \cdot 10^{-2} = 0,95 \times 10^{-2}$ м.

2.8. Акустические характеристики вихревой трубы и методы борьбы с шумом

Аэродинамический шум, сопровождающий работу вихревой трубы, является ее существенным недостатком. Шум генерируется при звуковом истечении струи через сопло, а также при истечении через диафрагму и дроссель горячего потока.

Так, уровень звукового давления на расстоянии 2 м от вихревой трубы при расходе 2000 кг/ч превышает 130 дБ, т. е. близок к уровню шума реактивного двигателя. По спектральному составу шум вихревых труб поличастотный с преобладанием у малорасходных аппаратов высокочастотной составляющей.

Уровень звукового давления вихревой трубы с $D_0 = 40$ мм и $\bar{F}_c = 0,1$ достигает 116 дБ, причем интенсивность звуковых колебаний максимальна в диапазоне частот 1000—10000 Гц [28].

Уровень шума вихревой трубы можно уменьшить двумя путями. Один из них — снижение звуковой мощности источника. Для этого определяют факторы конструктивного характера, влияющие на звуковую мощность источника, и их подбором добиваются снижения уровня шума. Следует отметить, что применение такого метода затруднено, так как изменение геометрических параметров приводит к значительному снижению эффективности вихревого аппарата.

Другой метод — уменьшение звуковой мощности, генерируемой выходными газовыми потоками вихревого аппарата. Уровень шума свободной газовой струи при дозвуковых скоростях истечения определяется турбулентным перемешиванием частиц газа, имеющих большую скорость истечения, с частицами окружающего воздуха. Суммарную звуковую мощность струи можно определить по формуле Лайтхилла [20]

$$W = k \frac{\rho_{ст}^2 u_{ст}^8}{\rho_0 c_0^5} D^3 \frac{1}{(0,6 T_0 / T_{ст} + 0,4)^2}, \quad (30)$$

где $k \approx 3 \cdot 10^{-5}$ — коэффициент пропорциональности [20]; $\rho_{ст}$ — плотность струи; $u_{ст}$ — выходная скорость струи из патрубка; ρ_0 — плотность окружающей среды; D — диаметр патрубка; c_0 — скорость звука в невозмущенной среде; $T_{ст}$ и T_0 — температура соответственно струи и окружающей среды.

Уровень звукового давления струи $L_w = 10 \lg(W/W_0)$, где $W_0 = 10^{-12}$ Вт.

На основном участке струи (при удалении от патрубка) звуковая мощность элементарного объема резко уменьшается пропорционально приблизительно седьмой степени расстояния от сопла [28]. Звуковая мощность, излучаемая начальным участком струи, составляет около 50% всей звуковой мощности струи. Таким образом, основная доля шума излучается участками струи, находящимися на расстоянии шести диаметров струи от ее выхода.

Один из простых способов уменьшения уровня шума струи — установка сеток в патрубках выходных потоков. Это приводит к уменьшению градиента скорости потока, что в соответствии с формулой (30) вызывает уменьшение энергии шума, излучаемого начальными участками струи. Естественно, сетки нужно устанавливать на расстоянии менее шести диаметров струи от среза выходного патрубка. Но при проектировании следует учитывать, что установка сетки вызывает дополнительные гидравлические сопротивления (во многих случаях это нежелательно) и сетки позволяют только частично снизить уровень шума струи. Установка специальных глушителей позволяет более эффективно снизить уровень шума.

Требования к глушителям заключаются в обеспечении наименьшего влияния их на эффективность, массу, размеры и стоимость вихревого аппарата. Наиболее распространены глушители реактивного и активного типов. Кроме того, промышленные установки выполняют со звукоизолирующим покрытием вихревых аппаратов.

Глушители реактивного типа изготавливают в виде камер расширения и сужения, часто снабженных перегородками, экранами, резонаторными полостями, настроенными на определенную частоту и сообщающимися щелями с внутренним объемом воздуховода. Часто реактивные глушители облицовывают изнутри звукопоглощающим материалом, что приводит к увеличению

их акустической эффективности. В реактивных глушителях поглощение звука обеспечивается образованием «волновой пробки», которая затрудняет прохождение звука на некоторых частотах под влиянием массы и упругости воздуха в ячейках глушителя. Уровень шума при работе вихревой трубы с расходом 500 кг/ч без глушителя в диапазоне частот 0,8—40 кГц составляет 114 дБ.

При установке глушителя реактивного типа со стороны диафрагмы уровень шума снижается до 103 дБ, а при установке глушителя и на нагретом потоке — до 85 дБ. Использование дополнительного стеганого чехла с брезентовым покрытием позволяет снизить уровень шума до 72 дБ.

К недостаткам глушителя реактивного типа можно отнести сложность проектирования, требующееся иногда изготовление экспериментальной модели, заглушение преимущественно звуков низких частот; поэтому для расширения частотного диапазона нередко их применяют в сочетании с глушителями активного типа. В активных глушителях (рис. 49) основную роль в снижении уровня шума играет звукопоглощающий материал, в качестве которого применяют любые пористые материалы.

Весьма важен правильный выбор звукопоглощающего материала. Он должен обладать высоким звуко-

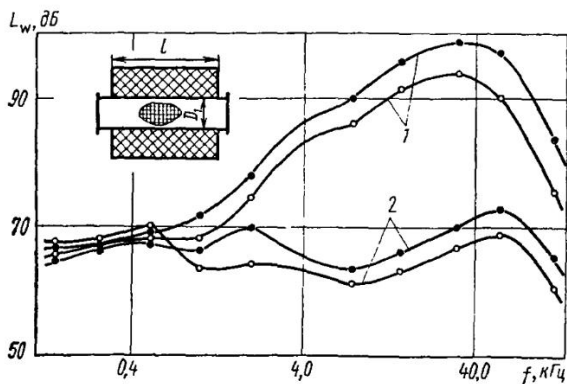


Рис. 49. Акустические характеристики вихревой трубы с расходом $G_e = 20$ кг/ч:

1 — без глушителя; 2 — с глушителем; темные точки — $\varepsilon = 22$; светлые точки — $\varepsilon = 14$

поглощением в требуемом диапазоне частот, негорючестью и малой коррозионной активностью, малой массой, биостойкостью и низкой гигроскопичностью, долговечностью, экономичностью и безвредностью для здоровья окружающих. Естественно, подобрать материал, удовлетворяющий всем этим требованиям, очень трудно. Однако можно рекомендовать капроновое волокно для работы на влажном воздухе и в условиях химических заводов; стеклянное волокно и шлаковую вату — при повышенных температуре или требованиях к огнестойкости; керамзитовый гравий — для установок с большим расходом газа и при высоких температурах.

Для исключения выдувания звукопоглощающего материала используют различные покрытия — перфорированные трубы и сетки.

При распространении звуковых волн в поглощающем материале возникают потери, обусловленные вязким трением при движении воздуха, деформацией пористого материала, а также теплообменом между воздухом в порах и материалом.

Глушители активного типа наиболее просты, легко поддаются расчету и эффективны в широкой области частот, обладают малым гидравлическим сопротивлением.

Акустические характеристики вихревой трубы (см. рис. 49) получены при использовании в качестве звукопоглощающего материала войлока ТПР-3 с сеткой. Максимальный уровень шума в малорасходной вихревой трубе составил 108—112 дБ. Установка глушителя активного типа позволила снизить уровень шума до 70—73 дБ. Как показали эксперименты [6], глушители активного типа высокоэффективны при частотах более 1 кГц, т. е. именно в области, где максимальна интенсивность звуковых колебаний в вихревой трубе.

Глушитель активного типа рассчитывают на наибольшее необходимое снижение уровня шума $\Delta L = L_w - L_{\text{сан}}$, где $L_{\text{сан}}$ — уровень звукового давления по санитарным нормам.

Из конструктивных соображений в соответствии с размерами трубопровода выбирают диаметр D_1 (см. рис. 49). Длину глушителя (его активной части) рассчитывают по формуле [20] $l = \Delta L D_1 / [4,4 \varphi(a)]$, где $\varphi(a)$ — коэффициент звукопоглощения внутренней облицовки

канала; α — коэффициент звукопоглощения материала облицовки.

Наружный диаметр D_2 выбирают из конструктивных соображений.

2.9. Регулирование вихревых аппаратов

Рассмотрим специфику вихревого аппарата как объекта регулирования. Полезные сведения по этому вопросу содержат материалы, относящиеся к определению длительности пускового периода. Исследователи вихревой трубы в режиме максимальной температурной эффективности обычно утверждают, что она безынерционна. Действительно, выход на стационарный режим по температуре охлажденного потока происходит за 1—3 с. Это можно объяснить следующим. Выше обсуждался вопрос об отводе теплоты от периферийных слоев через стенки камеры разделения. Показано, что температура стенок практически не влияет на T_x при малых μ . Благодаря этому стационарное значение температуры охлажденного потока на входе в диафрагму устанавливается практически мгновенно. Некоторое запаздывание стабилизации температуры потока в местах установки датчиков объясняется теплообменом воздуха со стенками диафрагмы и инерционностью приборов.

При работе в режиме максимальной термодинамической эффективности температура стенок камеры разделения заметно влияет на температуру охлаждаемого потока. Во время пуска наиболее интенсивен отвод теплоты от периферийных слоев к не успевшим прогреться стенкам камеры. Температурный режим стенок полностью устанавливается за несколько минут. Практическая стабилизация температуры охлаждаемого потока происходит значительно раньше; это можно объяснить тем, что охлаждаемый поток и стенка камеры взаимодействуют через промежуточное звено — периферийный слой газа. Это звено демпфирует любые отклонения от стационарного режима работы.

Если не учитывать влияние побочных факторов, то можно утверждать, что стабилизация параметров охлаждаемого потока на выходе из камеры разделения происходит за несколько секунд, а параметров нагреваемого потока — за 1—3 мин. Справедливость такого утверждения подтверждают результаты испытаний вих-

ревой трубы с непосредственным выходом охлаждаемого и нагреваемого потоков в атмосферу. Но в большинстве случаев вихревые аппараты связаны с объектами охлаждения и нагрева протяженными трубопроводами. Масса трубопроводов, охлаждаемых и нагреваемых объектов во много раз превосходит массу самого аппарата. Стабилизация температуры стенок каналов, в которые вытекает воздух из камеры разделения, часто является длительным процессом. А от температуры в каналах зависят потери на преодоление гидравлических сопротивлений. Отклонения потерь от их стационарных значений вызывают изменение соотношения расходов охлажденного и нагреваемого потоков и, следовательно, отклонения температуры воздуха в этих потоках от их стационарных значений. В связи с этим при включении вихревого аппарата в сложную систему трубопроводов полная стабилизация режимных параметров может продолжаться в течение десятков минут.

Из сказанного следует, что при проектировании системы регулирования процессы, происходящие непосредственно в камере разделения, всегда можно рассматривать как квазиустановившиеся. При этом следует учитывать, что во время пускового и переходного режимов работы давления на выходе охлаждаемого и нагреваемого потоков отличаются от стационарных значений из-за отклонений гидравлических потерь на соответствующих участках трубопроводов. При расчете рассматриваемых режимов можно использовать характеристики, полученные при стационарном режиме работы и соответствующих давлениях. Длительность пускового и переходного режимов зависит главным образом от массы трубопроводов и других подсоединенных к вихревому аппарату объектов. Пренебрежение массой самого аппарата не приводит к заметной ошибке в расчете. Исключение составляет расчет установок с многоступенчатыми и многокаскадными вихревыми охладителями. Такие установки включают массивные теплообменники, работающие при пониженных температурах.

На режим работы вихревого аппарата можно воздействовать изменением давлений или площадей проходных сечений для потоков на входе и выходе из камеры разделения. Наиболее часто воздействуют на нагреваемый поток. В большинстве конструкций дрос-

сель установлен непосредственно на камере разделения. Известны также конструкции, в которых площадь проходного сечения на выходе нагреваемого потока постоянна. В таких конструкциях давление в потоке регулируют дросселем, установленным на некотором расстоянии от камеры разделения. Именно воздействием на нагреваемый поток получены характеристики $\Delta T_x = f_1(\mu)$ и $\Delta T_r = f_2(\mu)$. Значительно реже воздействуют на поток охлаждаемого воздуха. Так, А. П. Меркулов предложил способ регулирования, основанный на изменении площади проходного сечения диафрагмы. В работе [16] описаны два варианта конструкции регулируемых диафрагм. В одном из них диафрагма состоит из набора пластин и напоминает по конструкции диафрагму, применяемую в фотоаппарате. По другому варианту диафрагма изготовлена из эластичного материала. Площадь проходного сечения изменяют регулированием натяжения петли, накинутой на диафрагму.

Воздействие на поток воздуха на входе в камеру разделения обычно предусматривают для регулирования расхода сжатого воздуха. В частности, для этого устанавливают дроссель-редуктор на трубопроводе перед соплом. При искусственном уменьшении давления перед соплом уменьшаются расход сжатого воздуха и перепад давлений, используемый в камере разделения. Наиболее экономичный способ регулирования основан на изменении площади проходного сечения сопл. Для этого можно использовать многосопловой аппарат, подобный по конструкции сопловым аппаратам турбины с регулируемым расходом. Опубликован ряд конструктивных вариантов сопловых аппаратов с регулируемой площадью проходных сечений. Предложены механизмы для изменения высоты или ширины соплового канала. Заслуживает внимания рычажный механизм для изменения высоты сопла [Пат. 1223595 (Англия)]. На наш взгляд, наиболее прост и достаточно эффективен способ последовательного включения сопл одинакового и разного размера. И. Л. Лейтес предложил регулировать расход газа введением дополнительного гидравлического сопротивления в сопловые каналы.

Для наглядности дальнейших рассуждений на рис. 50 показана вихревая труба с регулированием расхода охлажденного потока газа воздействием на поток сжатого воздуха и на нагреваемый поток.

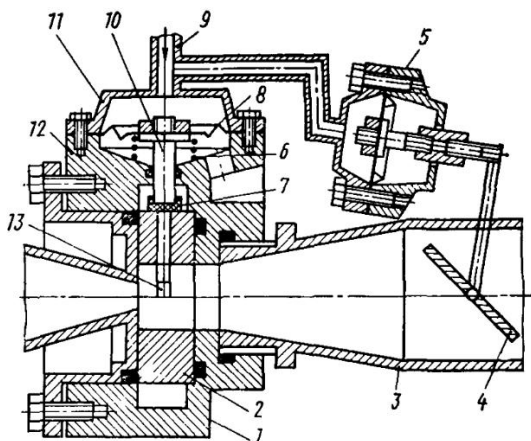


Рис. 50. Вихревая труба с одновременным регулированием расхода сжатого и охлажденного газов

В корпусе 12 вихревой трубы смонтированы сопловой аппарат 2 и камера энергетического разделения 3, в которой установлена регулирующая заслонка 4. Сопла 13 с различной площадью проходного сечения постоянно перекрываются клапанами 7 с пружинами 6. Штоки 10 клапанов 7 закреплены в жестких центрах мембран 8, установленных в крышках 11 приводов клапанов. В кольцевую камеру 1, охватывающую сопловой аппарат 2, сжатый воздух поступает по трубке 9, соединенной также с приводом 5 заслонки 4.

При наибольшем расчетном давлении открыто одно из выполненных в аппарате 2 сопел 13. Если давление в сети снижается, то усилия на мембране 8 уменьшаются и пружиной 6 открывается клапан 7, пропуская воздух в дополнительное сопло. Одновременно привод 5 изменяет положение заслонки 4. Поскольку по окружности аппарата 2 могут быть выполнены несколько сопел, пружины клапанов которых настроены на открытие при различных давлениях, то клапаны совместно с заслонкой 4 могут обеспечить различные температуру и расход охлажденного потока независимо от давления на входе.

Выбор рациональных способов регулирования и вида исполнительного механизма зависит от конкретных

условий. В качестве примера рассмотрим первую задачу — термостатирование. Допустим, что давление сжатого воздуха постоянно. Тогда задача сводится к регулированию расхода и поддержанию постоянной температуры воздуха на входе в термостат при переменной температуре сжатого воздуха. В данном случае размеры вихревого аппарата определяют из условия обеспечения работы установки при максимально высокой температуре сжатого воздуха перед соплом $T_{с\max}$, т. е. из условия обеспечения наиболее тяжелого режима работы. Обычно температуры окружающего и сжатого воздуха совпадают. Следовательно, при $T_c = T_{с\max}$ максимальны теплопритоки через стенки термостата. Компенсация теплопритоков сопряжена с дополнительным увеличением расхода охлажденного воздуха через термостат. Таким образом, при $T_c = T_{с\max}$ вихревой аппарат должен обеспечивать максимальные ΔT_x и расход охлаждаемого воздуха. Однако основную часть времени установка работает при $T_c < T_{с\max}$ и, если нет системы регулирования, вихревой аппарат охлаждает воздух до температуры ниже требуемой на входе в термостат, а расход охлажденного воздуха больше необходимого для поддержания теплового режима внутри термостата.

В данном случае тепловой режим в термостате можно регулировать, не воздействуя на режим работы вихревого аппарата. Для этого необходимо снабдить установку смесителем, в котором к охлаждаемому воздуху подмешивается часть нагретого. Такое устройство широко распространено в авиационных системах кондиционирования. Оно позволяет поддерживать постоянную температуру на входе в кондиционируемый объем при любых изменениях температуры потоков перед смесителем. Для регулирования расхода нужно предусмотреть перепускную линию, через которую вытекает часть охлажденного потока в обход термостата. Такая установка проста в изготовлении и надежна в работе. Ее недостаток заключается в том, что при уменьшении полезной холодопроизводительности расход сжатого воздуха не только не уменьшается, а даже растет. В связи с этим основное назначение устройств, воздействующих на режим работы вихревого аппарата, состоит в снижении расхода при уменьшенной холодопроизводительности.

Наиболее простое и надежное устройство — регули-

руемый дроссель, установленный перед соплом. При снижении температуры сжатого воздуха T_c уменьшают площадь проходного сечения дросселя: это снижает давление перед соплом и уменьшает расход сжатого воздуха. Следует отметить, что предлагаемые для этой цели устройства с вводом дополнительного гидравлического сопротивления в сопло менее технологичны и менее надежны в работе. Закон изменения давления перед соплом выбирают из условия обеспечения заданной температуры воздуха на входе в термостат или заданного расхода охлажденного воздуха. В первом случае обязателен избыток охлажденного воздуха; для обеспечения постоянства его расхода необходима регулируемая заслонка для выпуска части воздуха в перепускную линию. Во втором случае требуется дополнительный регулятор температуры. Для этого используют смеситель, в котором к охлажденному потоку добавляют сжатый воздух.

Во всех системах регулирования с изменением расхода сжатого воздуха через сопло в смеситель нужно подавать сжатый воздух. Подвод в смеситель нагретого воздуха после камеры разделения не уменьшает, а увеличивает суммарный расход сжатого воздуха через установку. Как уже отмечено, в рассматриваемой системе одновременно с уменьшением расхода сжатого воздуха через аппарат снижается и перепад давлений в камере разделения. Для исключения этого недостатка нужно применять устройство, в котором расход сжатого воздуха регулируется изменением площади проходного сечения сопла. При использовании такого устройства достигается максимальная экономия сжатого воздуха. Например, при уменьшении требуемого значения ΔT_x в 3 раза удастся сократить расход воздуха в 2,0—2,2 раза. Но реализация устройства сопряжена с заметным повышением стоимости вихревого аппарата из-за необходимости применения сложных конструкций соплового аппарата и исполнительного механизма регулятора.

В системах регулирования воздействие на входящий в вихревой аппарат сжатый воздух нужно обязательно сопровождать воздействием на параметры нагреваемого потока. Применительно к рассматриваемой задаче при уменьшении расхода сжатого воздуха нужно уменьшать площадь проходного сечения дросселя на потоке

нагреваемого воздуха. В противном случае система регулирования может не дать положительного эффекта.

При больших колебаниях давления в пневмосети основные размеры вихревого аппарата определяют из условия обеспечения заданных параметров при минимальном давлении сжатого воздуха. Если нет системы регулирования, то при увеличении давления растет расход сжатого воздуха. Перепад температур ΔT_x сначала растет, а потом начинает уменьшаться. При некотором давлении прекращается рост холодопроизводительности. Затем она начинает уменьшаться, так как влияние уменьшения ΔT_x превалирует над влиянием роста расхода. И если давление в 2—4 раза превышает расчетное, то возможен переход в «режим реверса», когда через диафрагму вытекает не охлаждаемый, а нагреваемый поток. Такой переход может вызвать возникновение аварийной ситуации. Из сказанного следует, что при больших колебаниях давлений нерегулируемые установки потребляют избыточное количество сжатого воздуха. Для исключения аварийной ситуации необходимо ограничивать максимальное давление перед соплом.

Наиболее простой способ, который можно применять при колебаниях давления в сети, заключается в дроселировании сжатого воздуха перед соплом. В частности, независимо от давления в пневмосети можно поддерживать постоянное давление перед соплом. Тогда расход сжатого воздуха будет постоянным. Но наиболее экономичен способ, основанный на согласовании изменения площадей проходного сечения сопл и дроселя нагреваемого потока. Такой способ позволяет уменьшать расход при повышении давления в пневмосети.

Рассмотрим третью задачу, решение которой направлено на уменьшение длительности пускового периода установок. Такие установки используют для охлаждения камер, предназначенных для проверки работоспособности устройств или периодического осуществления какого-либо технологического процесса при низких температурах. Устройства или материалы выдерживают при температуре, близкой к минимально достижимой, с помощью вихревой трубы. Если суммарная масса всех охлаждаемых объектов велика, то время охлаждения до заданной температуры составляет основную

часть технологического цикла. В этом случае рационально использовать систему регулирования, воздействующую на площадь проходного сечения одновременно и дросселя, и диафрагмы. Благодаря такому воздействию вихревая труба обеспечивает максимально возможную холодопроизводительность при любом текущем значении температуры в камере охлаждения. В зависимости от конкретных условий такая система регулирования на 20—40% уменьшает длительность процесса охлаждения при практически неизменном расходе сжатого воздуха.

Известные способы регулирования и механизмы их реализации позволяют решать практически любые задачи. Однако уместно напомнить следующее обстоятельство. Сложная система регулирования лишает вихревой аппарат одного из его основных преимуществ — простоты изготовления. Цель применения сложной системы — уменьшение расхода сжатого воздуха. При периодическом использовании вихревого аппарата экономия сжатого воздуха не влияет существенно на суммарные затраты. Нельзя рассчитывать на большой экономический эффект от регулирования вихревого аппарата, использующего «бросовую» энергию. Не всегда рационально регулирование в установках, к надежности которых предъявляют повышенные требования. В связи с этим относительно редки случаи, когда применение регулирования обязательно. Более того, при разработке установок с вихревыми аппаратами стремятся избегать применения регулирования, т. е. выбирают размеры и режимные параметры вихревого аппарата таким образом, чтобы возможные отклонения температур и расходов потоков от их номинальных значений не выходили за пределы допустимых, не нарушающих нормальный режим работы термостатируемых объектов.

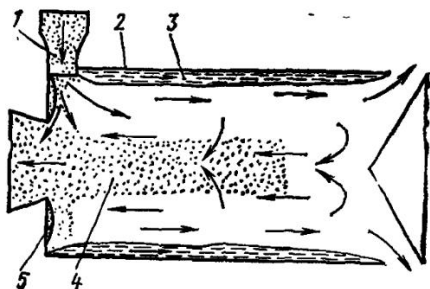
Глава 3

ВИХРЕВЫЕ АППАРАТЫ ДЛЯ ФАЗОВОГО И КОМПОНЕНТНОГО РАЗДЕЛЕНИЯ СМЕСЕЙ

3.1. Работа вихревой трубы на газожидкостной смеси

Исследование рабочего процесса вихревых аппаратов на газожидкостных смесях было начато с изучения

Рис. 51. Структура газожидкостного потока в камере вихревой трубы



использования вихревой трубы для очистки природного газа от конденсирующихся компонентов; при охлаждении газа происходит конденсация части составляющих его компонентов, т. е. образуется двухфазная смесь. Первые исследования, проведенные В. М. Бродяньским и А. В. Мартыновым в начале 60-х годов, показали эффективность использования вихревой трубы для очистки природного газа и способность аппарата к сепарации газожидкостной смеси. Дальнейшее развитие эти исследования получили в трудах Т. С. Алексеева, Ю. Д. Райского, И. Л. Лейтеса и др., которые конкретизировали закономерности работы вихревой трубы как сепаратора газожидкостной смеси и определили условия наиболее эффективного ее использования в процессах очистки газоконденсатных смесей.

При истечении двухфазной смеси из тангенциального соплового ввода 1 (рис. 51) в камере 2 образуется вихревой поток, состоящий из пленки 3 жидкости на стенке камеры и газового ядра 4. Часть 5 жидкости может стекать по торцевой стенке камеры в ее приосевую область. Образование и удержание пленки жидкости на периферии камеры обусловлено сильным полем центробежных сил, под действием которого вводимый в камеру конденсат переносится на ее периферию и осаждается на стенке. Так как в сопловом сечении камеры достигаются максимальные значения тангенциальной составляющей скорости ω_t потока, то можно предположить, что периферийная пленка жидкости формируется в основном в сечениях камеры, близких к сопловому. И наоборот, в конечных по направлению движения жидкости сечениях камеры возможны разрушение пленки, срыв капель и их перенос в приосевую зону камеры. В газовом ядре (как и при работе вихревой трубы на га-

зе) образуются, по крайней мере, два потока с противоположным осевым движением, которые, взаимодействуя, обмениваются энергией и массой. При этом приосевые слои газа охлаждаются, а периферийные нагреваются. Процесс температурного разделения отличается от рассмотренного в предыдущих главах процесса, протекающего в однофазной газовой среде. Отличия определяются наличием жидкой фазы в газовых вихревых потоках и тепломассообменом между периферийными слоями газового вихря и жидкой пленкой.

Наличие жидкости в газовых потоках объясняется, во-первых, интенсивными турбулентными пульсациями, которые затрудняют процесс сепарации жидкости. В результате капли малого диаметра не успевают достичь жидкостной пленки в сечениях, приближенных к сопловому. Во-вторых, наличие радиального градиента температур в камере разделения вызывает конденсацию высококипящих компонентов в приосевом потоке, т. е. приводит к увеличению размеров содержащихся в потоке капель и образованию новых капель жидкости. Выделяющаяся теплота конденсации является причиной повышения температуры в охлажденном приосевом потоке, т. е. уменьшения ΔT_x . Капли жидкости постоянно смещаются от оси камеры разделения к стенке.

Часть мелкодисперсной жидкости не успевает покинуть приосевой поток и выходит из камеры разделения через диафрагму вместе с охлажденным потоком. Остальные капли попадают в периферийный газовый поток, где частично или полностью испаряются. Это приводит к снижению температуры периферийного газового потока, а следовательно, и температуры потока, вытекающего из камеры разделения через дроссель. Неиспарившаяся в периферийном потоке часть капель жидкости может либо достичь поверхности пленки или стенки камеры, либо вернуться в приосевой газовый поток вблизи дросселя, где центробежные силы малы из-за низких значений тангенциальной составляющей скорости движения потока. Таким образом, наличие капель жидкости в газовых потоках вызывает перенос теплоты от периферийных слоев вихря к приосевым. Суть этого процесса заключается в стекании паров высококипящих компонентов из периферийных слоев в приосевые, их конденсации в приосевых слоях, возвращении и испарении конденсата в периферийных слоях.

Процессы конденсации и испарения уменьшают радиальный градиент температур в камере разделения. Если смесь содержит компоненты с близкими температурами кипения, то радиальное перемещение капли жидкости сопровождается увеличением концентрации вышекипящего компонента в жидкости. Встречное перемещение газовой фазы сопровождается снижением концентрации этого компонента в газовой смеси, т. е. в данном случае процесс энергетического разделения сопровождается и сепарацией жидкой фазы, и процессом ректификации смеси на отдельные компоненты.

На характер взаимодействия газового потока и пленки жидкости на стенках камеры разделения определяющее влияние оказывают процессы теплообмена контактирующих сред. Диссипация кинетической энергии за счет сил трения на границах сред и тепловой поток от газа к пленке вызывают интенсивное испарение жидкости из пленки.

В зависимости от количества введенного и выделившегося в камере конденсата осевая протяженность пленки жидкости может быть различной. При относительно малом содержании жидкости теплообмен с газовым ядром может привести к ее полному испарению в конечных сечениях камеры, т. е. из вихревой трубы будут выходить только газовые потоки. При увеличении количества жидкости пленка может занять всю внутреннюю боковую поверхность камеры и жидкость из пленки будет выводиться из камеры через дроссель вместе с периферийным газовым потоком. Испарение жидкости из пленки повышает концентрацию паров вышекипящего компонента в периферийных слоях вихря, увеличивает сток паров этого компонента в приосевые слои. В конечном итоге это приводит к дополнительному уменьшению радиального градиента температур внутри камеры разделения. Если жидкость образована смесью компонентов, то при перемещении жидкости от соплового сечения к дросселю изменяется концентрация смеси вследствие первоочередного испарения низкокипящих компонентов.

Аналогичная структура двухфазного потока в камере вихревой трубы образуется и в случае, когда в сопловой ввод подается однофазная газовая смесь, а конденсат образуется непосредственно в самой камере. Как и при работе вихревой трубы на влажном воздухе, об-

разование жидкости может происходить уже при истечении смеси из соплового ввода, причем фазовый переход имеет скачкообразный характер и сопровождается переохлаждением расширяющегося газа. Часть выделившегося конденсата центробежными силами переносится к стенке камеры, где образует жидкостную пленку.

Как следует из приведенного качественного описания работы вихревого аппарата, в камере разделения происходит ряд сложных взаимосвязанных процессов. Влияние каждого из этих процессов на суммарный эффект разделения зависит от параметров смеси, а также размеров и геометрических соотношений основных узлов аппарата. Турбулентные пульсации составляют основу температурного разделения, но являются главной помехой для эффективной сепарации жидкой фазы из газового потока. Радиальные перемещения капель и испарение жидкости из пленки снижают эффективность температурного разделения, но они необходимы для компонентного разделения смесей. Известные в настоящее время исследования посвящены изучению какой-либо одной из сторон сложного комплекса взаимосвязанных процессов. В связи с этим возникли определенные трудности при систематизации накопленных материалов.

Для понимания влияния фазовых переходов на процесс температурного разделения представляют интерес результаты работы [14]. Во время эксперимента в сопло вихревой трубы подавали парожидкостную смесь пропана давлением $p_c = 0,791$ МПа при изменении относительной доли жидкости β_c от 0 до 0,4 ($\beta_c = G''_c / G_c$, где G''_c и G_c — соответственно расход жидкой фазы и суммарный расход смеси через сопло). Давление охлажденного потока за диафрагмой $p_x = 0,103$ МПа, доля охлажденного потока $\mu = 0,8$. С увеличением содержания жидкости в исходном потоке до $\beta_c \approx 0,2$ эффект температурного разделения $\Delta T_p = T_r - T_x$ не меняется. При дальнейшем увеличении β_c ΔT_p резко уменьшается и при $\beta_c \approx 0,3$ эффект разделения практически отсутствует. Можно предположить, что при малом количестве жидкости в смеси, вводимой в камеру вихревой трубы, она полностью испаряется. При этом количество теплоты, отводимой от газовой фазы, компенсируется теплотой конденсации, что определяет постоянство ΔT_p . При

некотором значении β_c (для пропана $\beta_c \approx 0,2$) температура охлажденного потока становится равной температуре насыщения при давлении p_x , а состояние нагретого потока еще соответствует перегретому пару. В этом случае дальнейшее снижение температуры T_x невозможно; меняется лишь количество сконденсировавшегося газа. Температура T_r продолжает снижаться, что обуславливает уменьшение ΔT_r . Наконец, с ростом β_c (для парожидкостной смеси пропана при $\beta_c > 0,3$) температура нагретого потока T_r становится равной температуре насыщенного пара при давлении p_r , а разность температур ΔT_r остается постоянной и равной разности температур насыщенного пара при давлении периферийных и приосевых слоев газового ядра закрученного газожидкостного потока.

Из рассмотренного экспериментального материала следует, что в однокомпонентной парожидкостной смеси, если вся вводимая в камеру разделения жидкость испаряется, одновременно снижается температура нагретого и охлажденного потоков. Разность температур потоков практически постоянна, т. е. ввод жидкости практически не изменяет перепад температур, обусловленный вихревым эффектом. В данном случае скрытая теплота парообразования вводимой жидкости затрачивается на снижение температуры газа и в периферийных, и в приосевых слоях камеры разделения. Увеличение расхода жидкости сопровождается снижением температуры охлажденного потока до тех пор, пока в нем нет жидкой фазы, т. е. тот же эффект охлаждения может быть достигнут при меньшем расходе охлаждающей жидкости, если ее подводить в охлажденный поток за диафрагмой.

В многокомпонентных смесях при полном испарении введенной через сопло жидкости также снижается температура и охлажденного, и нагретого потоков. Жидкость испаряется преимущественно в периферийных слоях. Положительный эффект от ввода жидкости является следствием снижения температуры газа в периферийных слоях. Если жидкость и газовый поток состоят из одинаковых компонентов с близкими теплофизическими свойствами, то температура охлажденного потока минимальна при расходе жидкости, соответствующем началу появления конденсата в охлажденном потоке. Дальнейшее увеличение расхода жидкости вызы-

вает не снижение, а повышение температуры охлажденного потока. Именно эта закономерность зафиксирована при испытании вихревой трубы на парожидкостной смеси воздуха (см. п. 1.4). Значительно чаще используют жидкость, состоящую из высококипящих компонентов, для охлаждения вихревого потока, состоящего из низкокипящих компонентов. В этом случае минимальной температуре охлажденного потока соответствует расход жидкости, при котором уравниваются влияния положительного эффекта от снижения температуры в периферийных слоях и отрицательного эффекта, обусловленного конденсацией паров жидкости в приосевых слоях. Дальнейшее увеличение расхода жидкости может нарушить нормальный режим температурного разделения, и вихревая труба превратится из охладителя в сепаратор жидкости.

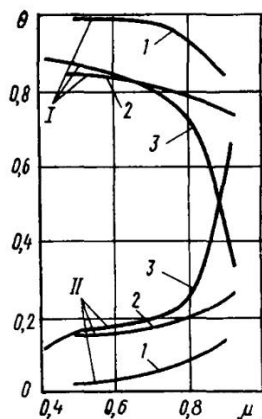
В рассмотренных примерах предполагалось наличие жидкости, ввод которой в камеру разделения использовали для снижения температуры охлажденного потока. При обработке природного и попутного газов вихревые аппараты используют для других целей. Анализ влияния фазового состава охлаждаемой газожидкостной смеси на эффект разделения показывает, что при работе вихревой трубы на газоконденсатных смесях целесообразно выделять конденсат до ввода смеси в вихревую трубу.

Эффективность выделения жидкой фазы из газожидкостной смеси в вихревой трубе зависит от соотношения тангенциальной составляющей w_t скорости газового ядра потока и осевой скорости w_a приосевых слоев газа; поэтому эффект сепарации является функцией относительного расхода μ охлажденного потока. При небольших значениях μ , когда центробежные силы, действующие на капельную жидкость, велики, а осевая скорость охлажденного потока относительно мала, основная масса вводимой в камеру вихревой трубы и выделяющейся в ней жидкости должна концентрироваться на периферии камеры и уноситься с нагретым потоком. С ростом μ увеличение осевой скорости приосевого потока может вызвать увеличение уноса жидкости с охлажденным потоком. Следует отметить, что при относительно малой тангенциальной составляющей скорости газа начинает проявляться действие радиальных пульсаций в газовом ядре потока, которые интенсифи-

цируют перенос капель жидкости в приосевую зону камеры. Это приводит к увеличению содержания жидкой фазы в охлажденном потоке.

Распределение жидкости, вводимой и выделяющейся в камере вихревой трубы, между охлажденным и нагретым потоками экспериментально исследовано на углеводородных газоконденсатных смесях (природный газ, смесь метана с углеводородным конденсатом) при среднем и высоком давлении (3,0—14,5 МПа). Отдельные результаты исследований В. М. Бродянского и А. В. Мартынова, Т. С. Алексеева, Ю. Д. Райского приведены на рис. 52 в виде зависимости θ от доли охлажденного потока μ ($\theta = q_i/q_\Sigma$, где q_i — количество конденсата, выходящего с одним из потоков, q_Σ — суммарное количество конденсата, выводимого из вихревой трубы). Основная масса конденсата выходит с нагретым потоком через дроссель. При увеличении доли охлажденного потока до $\mu = 0,4 \dots 0,5$ жидкости в этом потоке не обнаружено. Достаточно высокая эффективность сепарации сохраняется и при дальнейшем росте μ . Лишь при $\mu > 0,8$ и относительно низких степенях расширения смеси начинается интенсивный унос жидкости охлажденным потоком. Снижение эффекта сепарации при уменьшении степени расширения смеси связано, очевидно, с неоптимальностью геометрических характеристик испытанных вихревых труб, в первую очередь, относительной площади $\bar{F}_c$ соплового ввода. Так, результаты, соответствующие кривым 1 и 2 на рис. 52, получены на вихревых трубах с равными значениями $\bar{F}_c$ и идентичными параметрами исходной смеси, но во втором случае значение ε меньше на 26%. Резкое снижение эффективности работы при $\varepsilon = 3$ и

Рис. 52. Зависимости относительного выхода θ конденсата с нагретым (I) и охлажденным (II) потоками от относительной доли μ охлажденного потока:
1 — $D_0 = 45$ мм, $\bar{F}_c = 0,088$, $\bar{L} = 11$, $\bar{D}_x = 0,6$, $\varepsilon = 7$; 2 — $D_0 = 45$ мм, $\bar{F}_c = 0,088$, $\bar{L} = 8,9$, $\bar{D}_x = 0,55$, $\varepsilon = 5$; 3 — $D_0 = 40$ мм, $\bar{F}_c = 0,095$, $\bar{L} = 16$, $\bar{D}_x = 0,5$, $\varepsilon = 3$



$\mu > 0,75$ иллюстрирует влияние радиальных пульсаций на процесс сепарации жидкости.

Как отмечено выше, формирование пленки жидкости в камере вихревой трубы может завершаться уже в начальных сечениях камеры, а осевое перемещение пленки сопровождается испарением жидкости. Н. А. Жидков и И. Л. Лейтес предложили выводить конденсат из присопловых сечений камеры [21]. Для этого в камере разделения вихревой трубы предложенной ими конструкции устанавливают полую цилиндрическую втулку, наружная боковая и одна из торцовых стенок которой образуют с внутренней стенкой камеры тупиковую кольцевую полость. В этой полости жидкость улавливается и выводится из камеры отдельно от нагретого потока. Испытания такой так называемой трехпоточной вихревой трубы, проведенные на природном газе при давлении 3—4 МПа, показали, что выход конденсата увеличивается в 1,5 раза по сравнению с выходом в обычных вихревых трубах. Дальнейшее увеличение выхода жидкой фазы может быть достигнуто при отводе с жидкостью части нагретого потока. При этом наибольшего эффекта можно добиться при выводе с жидкостью 10—20% исходной газовой смеси [12]. Другой способ повышения эффективности отделения конденсата, образующегося в вихревой трубе — создание условий для уменьшения переохлаждения газа при его расширении в сопловом вводе. Приближение скачка конденсации к срезу сопла создает благоприятные условия для отвода капель жидкости в периферийный слой вихря. Это уменьшает унос жидкости с охлажденным потоком.

Рекомендуемое значение градиента давления по длине соплового канала $\Delta p/\Delta l = 200$ МПа/м, при котором скачок конденсации должен находиться у среза сопла, рассчитано А. Н. Черновым. Значение получено при допущении термодинамической равновесности процесса и использовании экспериментальных материалов по распределению статического давления в сопловых каналах. Конструктивная реализация этой рекомендации сопряжена с увеличением длины соплового ввода до

$$l_c = (p_c - p'_c)/(\Delta p/\Delta l), \quad (31)$$

где p'_c — давление на срезе сопла. Форму канала соплового ввода А. Н. Чернов рекомендует определять из

уравнения движения одномерного адиабатного потока при условии постоянства b канала

$$h = G_c \left\{ b (p/p_c)^{1/k} \left[1 - (p/p_c)^{(k-1)/k} \frac{2k}{k-1} p_c \rho_c \right] \right\}^{-1}, \quad (32)$$

где h — текущее значение высоты канала; p — текущее значение давления газа на длине соплового ввода, Па.

В связи с относительно высокими потерями давления сжатого газа в вихревом сепараторе использовать его только для отделения жидкости энергетически невыгодно. В установках, работающих на газоконденсатных смесях, целесообразно применять для этих целей известные инерционные сепараторы и циклоны, устанавливая их перед вихревой трубой, а последнюю использовать как холодильный аппарат и одновременно как вторую ступень сепарации выделяемого конденсата. Однако известны случаи, когда для уменьшения массы и размеров установок вихревой сепаратор применяют в качестве первой ступени выделения жидкости из газожидкостного потока, подаваемого в вихревой холодильный аппарат.

Авторы данной книги исследовали серию вихревых аппаратов с цилиндрическими камерами разделения. Диаметр D_0 камер изменяли от 0,02 до 0,04 м, относительную длину $\bar{L}$ камер — от 2 до 4. От обычных конструкций вихревых труб сепаратор отличался наличием щелевого диффузора у камеры разделения. Диффузор выполнял роль сборника жидкости, с периферии которого жидкость отводилась через тангенциально расположенный патрубок. Газовая фаза сепарируемой смеси отводилась через диафрагму. Последняя была выполнена в виде трубки, срез которой был углублен от торцевой стенки в камеру разделения на расстояние, равное удвоенной ширине сопла. Исследования проводили на водовоздушной смеси, получаемой впрыскиванием воды в поток сжатого воздуха, подаваемого в сепаратор.

На рис. 53, а приведены зависимости эффекта сепарации Θ от содержания β_c жидкости в смеси и степени ее расширения ε ; $\Theta = G''/G''_c$; $\beta_c = G''_c/G_c$ (G'' и G''_c — расход соответственно отделенной и вводимой в сепаратор жидкости; G_c — расход двухфазной смеси). Вихревой сепаратор обеспечивает удовлетворительное разделение фаз газожидкостной смеси со значительным

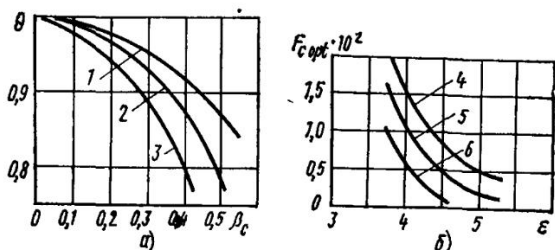


Рис. 53. Характеристики вихревого сепаратора ($D_0=40$ мм; $L=4 D_0$):

а — зависимость эффекта сепарации от фазового состава смеси; *б* — зависимость оптимальной относительной площади сечения соплового ввода от степени расширения; 1 — $\varepsilon=3,8$; 2 — $\varepsilon=4,6$; 3 — $\varepsilon=5,3$; 4 — $\beta_c=0,1$; 5 — $\beta_c=0,2$; 6 — $\beta_c=0,4$

содержанием жидкости. При постоянной площади сечения сопла с ростом степени расширения ε возрастает абсолютный расход жидкости, которая заполняет все большую часть сечения вихревой камеры, и унос жидкости с газовым потоком. Возрастание уноса, вероятно, можно объяснить уменьшением разности диаметров газового вихря и диафрагмы. Увеличивается сток газа в диафрагму из периферийных слоев, насыщенных капельной влагой. Если увеличение степени расширения сопровождать уменьшением площади сечения сопла, то снижение эффективности сепарации не будет столь значительным.

Одна из основных задач исследования заключалась в определении рациональных размеров сепаратора. Найдено оптимальное значение относительной площади соплового ввода $\bar{F}_c$, зависящее от ε и β_c (рис. 53, б). Наибольший эффект сепарации достигается в сепараторах с короткими камерами ($L \leq 2D_0$), когда относительный диаметр отверстия диафрагмы равен $\bar{d} = d/D_0 = 0,3 \dots 0,4$. Меньшим значениям $\bar{d}$ соответствуют большие значения β_c . В исследованном диапазоне изменения D_0 , при условии сохранения оптимальных значений основных геометрических характеристик сепаратора, диаметр камеры практически не влияет на эффект сепарации.

На основании результатов проведенных экспериментов можно рекомендовать следующую методику расчета вихревого сепаратора. Исходные данные: расход G_c , давление p_c и температура T_c сжатой смеси, содержа-

ние в ней жидкости β_c , а также давление газа на выходе из сепаратора p' . По давлениям p_c и p' рассчитывают степень расширения смеси $\varepsilon = p_c/p'$, выбирают относительную площадь соплового ввода $\bar{F}_{c \text{ opt}}$ (см. рис. 53, б). Площадь сечения соплового ввода вихревого сепаратора можно рассчитать по известному выражению

$$F_c = G_c / (B \sqrt{p_c v_c}), \quad (33)$$

где B — коэффициент истечения; v_c — удельный объем смеси, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Значение коэффициента истечения B определяют экспериментально; оно зависит от отношения давлений газа до и после сопла и фазового состава смеси. Так как обычно сложно рассчитать давление рабочего тела на выходе из соплового ввода вихревого аппарата, получена зависимость коэффициента B от относительной площади соплового ввода $\bar{F}_c$ (при обработке результатов исследования работы вихревого сепаратора на водовоздушной смеси)

$$B = a \bar{F}_c^{-a'}, \quad (34)$$

где

$$a = 0,02 + 0,04\beta_c; \quad (35)$$

$$a' = 0,694 - 0,106\beta_c. \quad (36)$$

Высота соплового ввода $h = \sqrt{F_c/2}$, а его ширина $b = F_c/h$. Диаметр вихревой камеры

$$D_0 = \sqrt{4F_c / (\pi \bar{F}_{c \text{ opt}})}, \quad (37)$$

ее длина $L = D_0$ [31], диаметр отверстия диафрагмы $d = (0,3 \dots 0,4) D_0$. Следует подчеркнуть, что эту методику можно использовать для сепарации газожидкостного потока, когда процессы испарения и конденсации проявляются слабо и фазовый состав смеси изменяется незначительно.

Пример. Рассчитать вихревой сепаратор для отделения жидкой фазы водовоздушной смеси. Исходные данные: расход смеси $G_c = 0,15$ кг/с; давление смеси $p_c = 0,6$ МПа; температура смеси $T_c = 290$ К; содержание жидкости $\beta_c = 0,3$ кг/кг; давление газового потока на выходе $p' = 0,12$ МПа.

1. Степень расширения смеси $\varepsilon = 0,6/0,12 = 5$.

2. Относительная площадь соплового ввода $\bar{F}_{c \text{ opt}} = 0,2 \cdot 10^{-2}$ (см. рис. 53, б).

3. Коэффициент истечения: $a=0,02+0,04 \cdot 0,3=0,032$; $a'=0,694-0,106 \cdot 0,3=0,662$; $B=0,032 \cdot 0,002^{-0,662}=1,96$.

4. Площадь сечения соплового ввода

$$F_c = 0,15 \left/ \left(1,96 \sqrt{\frac{0,6 \cdot 10^6}{97,2 \cdot 10^{-3}}} \right) \right. = 31 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2; \text{ высота соплового}$$

ввода $h = \sqrt{31 \cdot 10^{-6} / 2} = 3,94 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;

ширина соплового ввода $b = 31 \cdot 10^{-6} / 3,94 \cdot 10^{-3} = 7,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

5. Диаметр вихревой камеры

$$D_0 = \sqrt{4 \cdot 31 \cdot 10^{-6} / (3,14 \cdot 0,2 \cdot 10^{-2})} = 14 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

6. Длина вихревой камеры $L = 14 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

7. Диаметр отверстия диафрагмы $d = 0,35 \cdot 14 \cdot 10^{-2} = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$.

3.2. Компонентное разделение газоконденсатных смесей

Уже в первых работах по исследованию очистки природного газа с помощью вихревой трубы отмечено, что конденсат, выводимый с нагретым потоком из камеры разделения, содержит в основном высококипящие компоненты, а конденсат, выделяемый из охлажденного потока — низкокипящие, т. е. экспериментально подтверждена возможность компонентного разделения смеси углеводородных газов в вихревой трубе.

В СССР наибольший вклад в изучение вопроса разделения углеводородных смесей в установках с вихревыми трубами внесла группа сотрудников ГИАП под руководством И. Л. Лейтеса. В разработанных и испытанных ими установках выделение конденсирующихся «тяжелых» компонентов происходило в теплообменнике при охлаждении сжатой смеси охлажденным потоком, полученным в вихревой трубе. Конденсат отделялся в сепараторах, установленных перед вихревой трубой. В таких установках в вихревую трубу поступает газ, обогащенный «легкими» компонентами. Вихревая труба предназначалась прежде всего для получения холода, поэтому процесс выделения конденсата непосредственно в камере разделения детально не изучали. Возможно, в условиях проводимых тогда экспериментов выделение конденсата в вихревой трубе было незначительным. Мелкодисперсная жидкая фаза либо уносилась с охлажденным потоком, либо испарялась при попадании в периферийные слои вихря. Как отмечено в одной

из работ И. Л. Лейтеса, высокая турбулентность способствует перемешиванию газа внутри камеры разделения и выравниванию концентраций компонентов в выводимых из трубы охлажденном и нагретом потоках.

Рассмотрим процесс компонентного разделения углеводородных смесей непосредственно в вихревой трубе. К этим смесям относятся природный газ, попутный нефтяной газ и другие газоконденсатные смеси, содержащие компоненты с существенно различающимися температурами конденсации. При этом будем полагать, что в вихревую трубу подается однофазная газовая смесь.

Как указано выше, эффект разделения является результатом сложной совокупности взаимосвязанных процессов. В рассматриваемом случае первоначальное разделение происходит при расширении газа в сопловом вводе. Снижение температуры в потоке вызывает конденсацию части высококипящих компонентов. Образовавшаяся газожидкостная смесь поступает в камеру разделения, где образуется закрученный двухфазный поток, состоящий из жидкостного кольца на стенке камеры и газового ядра. Температурное разделение газового ядра приводит к нагреванию его периферийных слоев и охлаждению приосевых.

Испарение жидкости из пленки происходит под действием теплоты, подведенной от газового вихря. Частично или полностью испаряются капли жидкости, попадающие в периферийные слои. Одновременно конденсируются высококипящие компоненты в приосевых слоях. Для компонентного разделения необходимо обеспечивать максимально возможный эффект температурного (энергетического) разделения, от которого зависит количество образующегося конденсата. Вместе с тем требуется обеспечить эффективную сепарацию конденсата. Полного удовлетворения этим противоречивым требованиям нельзя добиться ни в одной из известных конструкций. В каждом конкретном случае приходится искать компромиссное решение.

Один из перспективных способов повышения эффективности компонентного разделения — отвод жидкости в промежуточном сечении камеры разделения. Отвод жидкости со стенки камеры приводит к повышению температуры периферийных слоев вихря, но повышение температуры в камере должно привести не к увеличению, а к уменьшению эффективности компонентного

разделения. Негативное влияние этого фактора было компенсировано снижением парциального давления паров высококипящих компонентов в приосевых слоях вихря. Уменьшилось количество паров, поступающих из периферийных слоев в приосевые, и снизилась температура приосевых слоев из-за уменьшения конденсации этих паров. Уместно заметить, что в крупных вихревых трубах затруднена сепарация конденсата из приосевых слоев. Практически весь образующийся конденсат уносится охлажденным потоком. Следовательно, отвод жидкости со стенок камеры одновременно приводит к уменьшению содержания конденсата в охлажденном потоке.

Рассмотрим результаты исследований компонентного разделения углеводородных смесей, проведенных А. Н. Черновым [12, 18], на вихревой трубе годовой производительностью 250 млн. м³; смесь содержала тяжелые углеводороды (пропан, бутан, гексан, пентан и др.). Отличительная особенность конструкции (рис. 54) — наличие конденсатосборника 1, сообщающегося с камерой разделения 2 в ее начальных сечениях. Конденсат выводится из камеры вихревой трубы вместе с частью нагретого газа, который после отделения от него жидкости выводится из конденсатосборника. Диаметр цилиндрической камеры вихревой трубы $D_0 = 0,15$ м, длина $L = 3$ м, площадь соплового ввода $F_c = 0,986 \cdot 10^{-3}$ м² ($h/b = 0,5$), диаметр диафрагмы $D_x = 0,083$ м. Исходная газовая смесь, не содержащая жидкости, имела давление 3,6 МПа и температуру 303 К. Исследования проводили при степени расширения $\varepsilon = 3 \dots 8$.

Зависимость эффекта обогащения $\bar{y}_{i,r}$ нагретого и обеднения $\bar{y}_{i,x}$ охлажденного потоков в вихревом разделителе без вывода конденсата от степени расширения смеси ε (рис. 55) получена А. Н. Черновым при разделении углеводородной газовой смеси с содержанием конденсирующихся компонентов 0,6 кг/м³, здесь $\bar{y}_{i,x,r} = y_{i,x,r}/y_{i,c}$ ($y_{i,x,r}$, $y_{i,c}$ — массовая доля компонента в рассматриваемом потоке и в исходной смеси). В нагретом потоке больше содержание наиболее тяжелого компонента (гексана); с ростом степени расширения ε эффект обогащения увеличивается до $\varepsilon \approx 6$. Дальнейшее увеличение ε не приводит к росту эффекта, а содержание высококипящего компонента в охлажденном потоке даже несколько увеличивается.

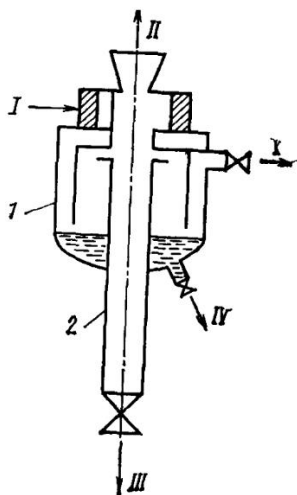
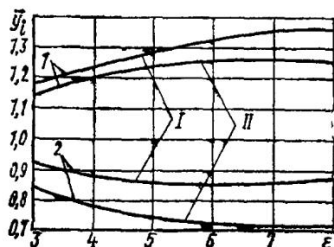


Рис. 54. Схема вихревой трубы для компонентного разделения смесей:

I — исходная газовая смесь; *II* — охлажденный поток; *III* — нагретый поток; *IV* — конденсат; *V* — нагретый поток, выводимый вместе с конденсатом

Рис. 55. Зависимость эффекта обогащения периферийного и обеднения приосевого потоков от степени расширения газовой смеси ($D_0=0,15$ м; $\bar{L}=20$; $p_c=3,6$ МПа; $T_c=288$ К):

I — гексан; *II* — пентан; 1 — $\bar{y}_{ir}$; 2 — $\bar{y}_{ix}$



Следует заметить, что эксперимент проведен на промышленной установке. Автору не удалось полностью подчинить методику проведения эксперимента решению научных задач. В связи с этим возникли определенные трудности при проведении анализа экспериментального материала. Предлагаемая нами оценка роли определенных факторов является приближенной и приведена в основном для иллюстрации сложности протекания процессов в разделителе.

При увеличении степени расширения возрастала эффективность процесса разделения (см. рис. 55). Это естественно, так как увеличение ϵ приводит к росту радиального градиента температур в камере разделения. При проектировании испытанного аппарата были использованы соотношения геометрических размеров вихревой трубы, работающей на воздухе, оптимальные при $\epsilon=5...6$. Следовательно, при $\epsilon>6$ возрастает негативное

влияние отклонений от оптимальных размерных соотношений. При этом нарушается прямая пропорциональность взаимосвязи давления в камере разделения с давлением за диафрагмой, т. е. фиксируемая в эксперименте степень расширения превышает действительно реализованную в камере разделения. Рост перепада давлений на диафрагме вызывает увеличение стока в охлажденный поток так называемого паразитного потока, насыщенного парами высококипящих компонентов. Естественно, влияние указанных факторов является одной из основных причин уменьшения скорости роста эффективности разделителя при $\varepsilon > 6$. Если увеличение ε сопровождать рациональным сокращением площади проходного сечения сопла, то характеристики разделителя изменятся. Эффективность работы разделителя будет увеличиваться в более широком диапазоне давлений.

Эксперимент проведен при $p_c = \text{const}$. Увеличение ε сопровождалось уменьшением давления в камере разделения. Как следует из теории фазового равновесия, это приводит к увеличению коэффициента разделения, т. е. снижение давления является одной из причин повышения эффективности разделителя при росте ε .

Характер изменения концентрации компонентов в потоках свидетельствует о том, что при изменении ε не обеспечивалось постоянство доли охлажденного потока μ . Известно, что μ оказывает определяющее влияние и на эффект температурного разделения, и на сепарацию жидкости из потока; поэтому представленные на рис. 55 зависимости нельзя рассматривать как функции, определяющиеся только степенью расширения и давлением охлажденного потока.

Уместно обратить внимание на тот факт, что уменьшение концентрации гексана в охлажденном потоке прекратилось при $\varepsilon \approx 5$. Дальнейшее увеличение степени расширения привело к более интенсивной конденсации паров гексана в приосевых слоях вихря. Как отмечено выше, конденсат, образовавшийся в приосевых слоях крупных камер разделения, практически весь уносится охлажденным потоком. В данном конкретном случае увеличение ε , а следовательно, и радиального градиента температур, приводит к ухудшению условий процесса разделения.

Для описания процесса компонентного разделения углеводородных смесей в вихревой трубе А. Н. Чернов

предложил математическую модель, позволяющую рассчитать компонентные и фазовые характеристики аппарата при выводе высококипящих компонентов в жидком и газообразном виде. Автор принял следующие допущения: распределение давлений и температур в вихревом двухфазном потоке качественно совпадает с их распределением в однофазном газовом потоке; фазовые переходы равновесны; изменение параметров смеси по радиусу камеры разделения в пределах толщины жидкой пленки, периферийного и приосевого потоков пренебрежимо мало; перенос конденсата из приосевой зоны камеры на ее периферию отсутствует, т. е. выделившаяся в приосевом охлажденном потоке жидкость уносится охлажденным потоком, а периферийная пленка жидкости формируется из конденсата, выделившегося в сопловом вводе трубы.

Исследуя закономерности фазовых переходов в газожидкостной смеси в камере вихревой трубы путем расчета констант равновесия с использованием экспериментальных данных по распределению давлений и температур в закрученном потоке воздуха, А. Н. Чернов установил, что условия межфазного равновесия наиболее существенно изменяются в осевом направлении камеры, а их изменениями по радиусу и углу можно пренебречь. Из этого следует допущение об отсутствии фазовых переходов при перемещении фаз в радиальном направлении.

При принятых допущениях математическая модель процесса включает следующую систему уравнений.

Уравнения расхода, покомпонентного материального баланса, энергии и количества движения, описывающие изменение параметров смеси при ее расширении в сопловом вводе:

$$\alpha_1 \rho_1 w_1 F_c + \beta_1 \rho_1 w_1 F_c = G_c; \quad (38)$$

$$\sum_{i=1}^n x'_{i1} = \sum_{i=1}^n \frac{x_{ic}}{e(k_{i1} - 1) + 1}; \quad (39)$$

$$\sum_{i=1}^n x'_{i1} = \sum_{i=1}^n x'_{i1} k_{i1}; \quad (40)$$

$$\alpha_1 (i'_1 + w_1^2/2) + \beta_1 (i''_1 + w_1^2/2) = i_c; \quad (41)$$

$$\alpha_1 \rho_1 w_1^2 / 2 + \beta_1 \rho_1 w_1^2 / 2 = p_c - p_1. \quad (42)$$

Здесь α_1 , β_1 — массовая доля газовой и жидкой фазы; ρ_1 — плотность газожидкостной смеси; w_1 — скорость смеси на выходе из соплового ввода; F_c — площадь выходного сечения соплового ввода; G_c — расход смеси; x_{i0} , x'_{i1} , x''_{i1} — молярная доля компонента в исходном газе, газовой и жидкой фазах; e — молярная доля жидкой фазы; k_{i1} — константа фазового равновесия; i_c , i'_1 , i''_1 — удельная энтальпия исходного газа, газовой и жидкой фаз; p_c , p_1 — давление смеси на входе и выходе из соплового ввода; n — число компонентов.

Уравнения, описывающие перераспределение энергии и компонентов смеси в камере разделения:

$$dG'_{iw} = k_{iw} x''_{iw} E dz; \quad (43)$$

$$dG'_{iw} = (k_{iw} x''_{iw} E - G'_{iw} U) dz; \quad (44)$$

$$dG_{ie} = U G'_{iw} dz; \quad (45)$$

$$\sum_{i=1}^n x''_{iw} = \sum_{i=1}^n \frac{x''_{iw}}{e_w (k_{iw} - 1) + 1}; \quad (46)$$

$$\sum_{i=1}^n x'_{ie} = \sum_{i=1}^n \frac{x_{ie}}{e_s (k_{ie} - 1) + 1}; \quad (47)$$

$$\sum_{i=1}^n x'_{ie} = \sum_{i=1}^n k_{ie} x''_{ie}; \quad (48)$$

$$d \left(\sum_{i=1}^n G'_{iw} \bar{i}''_{iw} + \sum_{i=1}^n G'_{iw} \bar{i}''_{iw} \right) = c_{pw} G'_w d [T'_r - (T'_r - T'_1) \times \\ \times \exp(-0,264z)]; \quad (49)$$

$$d \left(\sum_{i=1}^n G'_{ie} \bar{i}'_{ie} + \sum_{i=1}^n G'_{ie} \bar{i}'_{ie} \right) = c_{pe} G'_e d [T'_r - (T'_r - T'_x) \times \\ \times \exp(-0,228z)]; \quad (50)$$

$$p_w = p_r + (p_r - p_1) \exp(0,086z); \quad (51)$$

$$p_e = p_r - (p_r - p_x) \exp(0,065z); \quad (52)$$

$$E = \sum_{i=1}^n (x''_{iw} M_i) \sum_{i=1}^n G'_{iw} / M_i; \quad (53)$$

$$U = \mu G_c / \left(L \sum_{i=1}^n G'_{iw} \right); \quad (54)$$

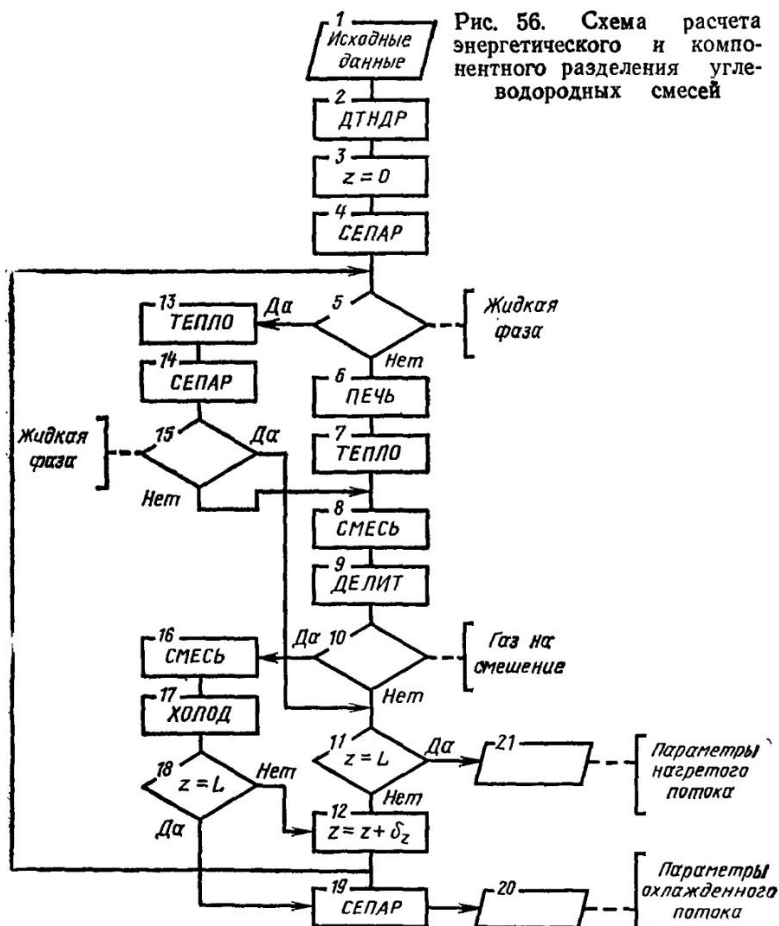
$$\sum_{i=1}^n G_{ie} = \mu G_c (1 + z) / L; \quad (55)$$

$$\xi_k'' = \sum_{i=1}^n G_{ik}'' / \sum_{i=1}^n G_{iw}'' \quad (56)$$

Здесь G'_{iw} , G'_{iw} и G'_{ie} — расход компонента в жидкой фазе, в периферийном и приосевом потоках газовой фазы; G'_w и G'_e — расход периферийного и приосевого газовых потоков; G''_{iw} — расход компонента при испарении жидкой фазы; x_{iw} и x''_{iw} — молярная доля компонента в жидкости до и после испарения; x_{ie} , x''_{ie} , x'_{ie} — молярная доля компонента в приосевом потоке, жидкой и газовой фазах приосевого потока; e_w , e_e — молярная доля жидкости на стенке камеры и в приосевом потоке; k_{iw} , k_{ie} — константа фазового равновесия компонента в жидкости и приосевом потоке; i'_{iw} , i''_{iw} — удельная энтальпия компонента в периферийном газовом потоке и в пленке жидкости; T'_1 , T'_r , T'_x — температура газа на выходе из соплового ввода, нагретого и охлажденного потоков; c_{pw} , c_{pe} — удельная теплоемкость периферийного и приосевого газовых потоков; μ — доля охлажденного потока; z — осевая координата рассматриваемого сечения камеры; L — длина камеры; ξ''_k — эффективность вывода конденсата; G_{iw} , G_{ik} — расход пристеночного конденсата в камере разделения в сечении вывода и конденсата, выводимого из вихревой трубы.

Процесс разделения рассчитывают по системе уравнений (38) — (56) методом конечных разностей с использованием стандартных программ расчета сложных химико-технологических процессов переработки нефтяного и природного газов [3]. Используют программы: ДТНДР — расширение потока до заданного давления при заданном повышении энтропии; ПЕЧЬ — нагрев потока до заданной температуры при постоянном давлении; ТЕПЛО — теплообмен между двумя потоками с заданной недорекуперацией; ХОЛОД — охлаждение потока до заданной температуры при постоянном давлении;

Рис. 56. Схема расчета энергетического и компонентного разделения углеводородных смесей



СЕПАР — отделение жидкой фазы; ДЕЛИТ и СМЕСЬ — разделение и смешение потоков.

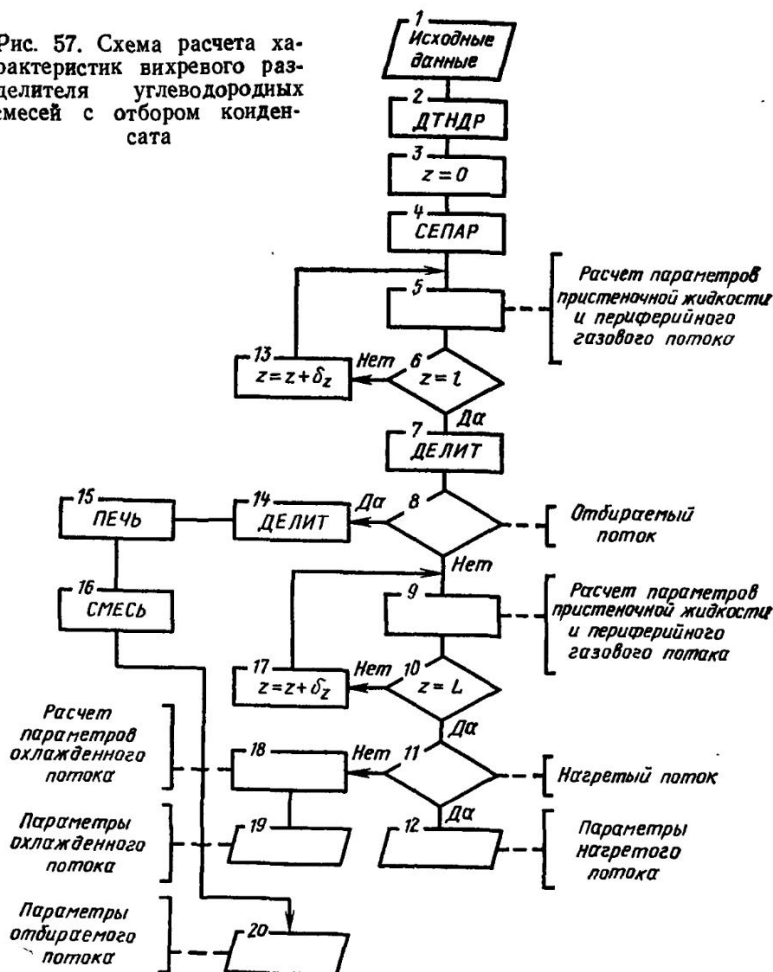
Схема расчета приведена на рис. 56. Параметры смеси на выходе из соплового ввода рассчитывают по программе ДТНДР, соответствующей решению системы уравнений (38) — (42). Вычисленные параметры являются исходными данными для расчета процесса в камере разделения. Формирование пристеночной пленки жидкости в начальном сечении камеры ($z=0$) рассчитывают по программе СЕПАР. В результате получают

данные для определения параметров пристеночной жидкости и периферийного газового потока. Рассматривая изменение параметров смеси как результат последовательного действия отдельных составляющих процесса, происходящих на малом участке камеры длиной δz , расчет проводят в такой последовательности: программа ПЕЧЬ — нагрев периферийного потока газа; программа ТЕПЛО — нагрев жидкости периферийным газом; программа СЕПАР — отделение испарившегося газа от жидкости; программа СМЕСЬ — смешение испарившегося газа с периферийным потоком; программа ДЕЛИТ — отделение части газа от периферийного потока. Изменение параметров приосевого потока на участке δz рассчитывают по программам: СМЕСЬ — смешение части периферийного газа с приосевым потоком и ХОЛОД — охлаждение приосевого газа с его частичной конденсацией. Такой расчет эквивалентен решению системы уравнений (43) — (55).

Рассчитывая формирование и изменение параметров потоков от сечения $z=0$ до $z=L$ (для периферийных потоков) и от $z=L$ до $z=0$ (для приосевого потока), получают характеристики охлажденного и нагретого потоков. В случае отбора конденсата рассчитывают параметры смеси на входе в камеру разделения (программы ДТНДР и СЕПАР) и в сечении отбора конденсата с частью периферийного газа (программы ПЕЧЬ, ТЕПЛО, СЕПАР, СМЕСЬ, ДЕЛИТ при $z=l$ — рис. 57). При расчете параметров отбираемого потока учитывают торможение и нагрев газа в конденсатосборнике и вызванное этим испарение отбираемой жидкости. Расчет ведут по программам: ДЕЛИТ — отделение конденсата и газа, ПЕЧЬ — нагрев газа при торможении, СМЕСЬ — составы жидкой и газовой фаз отбираемого потока.

При расчете характеристик вихревой трубы в качестве исходных данных должны быть заданы давление на выходе из соплового ввода p_1 , давление в конденсатосборнике p_k , температуры охлажденного T'_x и нагретого T'_r потоков и газовой фазы T'_k , отводимой вместе с конденсатом, а также эффективность ξ''_k вывода конденсата. Значения этих параметров можно определить по номограммам (рис. 58), полученным А. Н. Черновым при экспериментальном исследовании работы вихревого разделителя на углеводородном газе следующего сос-

Рис. 57. Схема расчета характеристик вихревого разделителя углеводородных смесей с отбором конденсата



тава (массовые доли): CH_4 —0,365; C_2H_6 —0,132; C_3H_8 —0,293; C_4H_{10} —0,08; $i\text{-C}_4\text{H}_{10}$ —0,08; C_5H_{12} —0,02; C_5H_{12} —0,021; C_6H_{14} —0,009. На рис. 58 $e_c = p_c/p_1$; $\Theta_{x,g,k} = T_{x,g,k}/T_c$; $e_k = p_c/p_k$; $\xi''_k = G''_k/G''_w$; $\mu_k = G'_k/G_c$.

Геометрические размеры аппарата выбирают по методике расчета вихревых труб (см. гл. 2). Длину и форму соплового канала рассчитывают по выражениям (31) и (32). Оптимальный режим работы вихревой трубы с

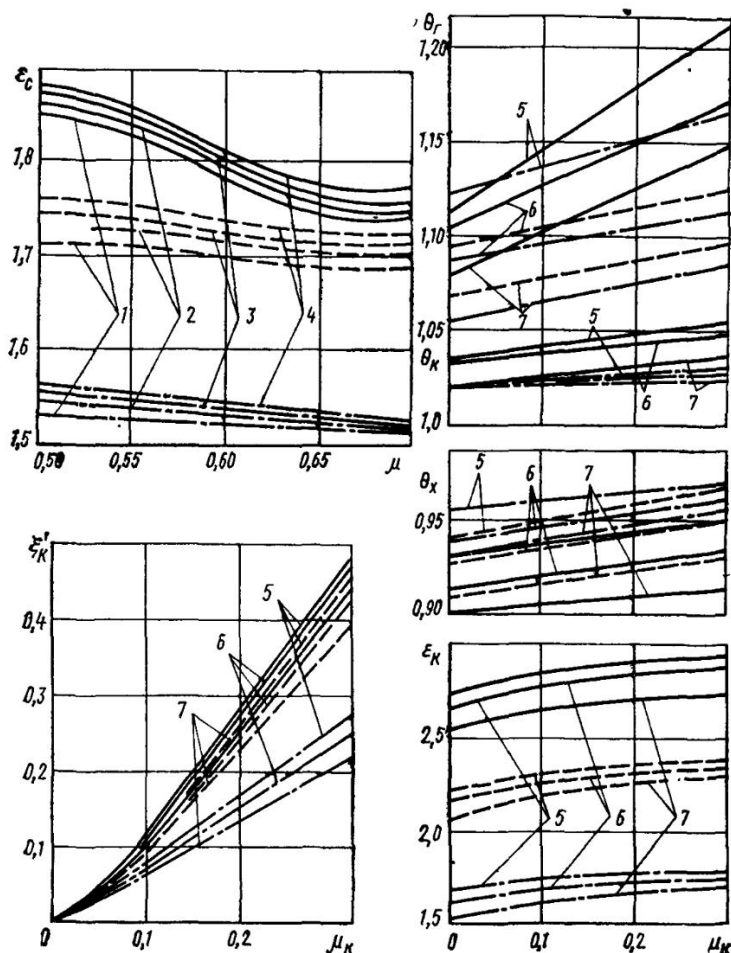


Рис. 58. Номограммы исходных данных для расчета вихревого разделителя углеводородных смесей ($D_0=0,15$ м; $\bar{L}=20$; $p_c=3,6$ МПа; $T_c=288$ К) при степени расширения $\epsilon=8$ (сплошные линии), $\epsilon=5$ (штриховые линии) и $\epsilon=3$ (штрихпунктирные линии): 1 — $\mu_k=0$; 2 — $\mu_k=0,1$; 3 — $\mu_k=0,2$; 4 — $\mu_k=0,3$; 5 — $\mu=0,7$; 6 — $\mu=0,6$; 7 — $\mu=0,5$

выводом конденсата соответствует $\mu_k=0,1...0,2$ и $\mu=0,5...0,7$. При этом большое значение μ_k выбирают при больших степенях расширения ϵ , и этому значению μ_k соответствует меньшее значение μ .

Предложенная математическая модель и методика ее расчета позволяют с использованием экспериментальных данных (см. рис. 58) определить фазовые и компонентные составы потоков жидкости и газа, выходящих из вихревой трубы. По данным А. Н. Чернова, расхождение результатов расчета и эксперимента при определении углеводородных составов охлажденного и нагретого потока составляет 12—18% истинных значений. Следует учитывать, что принятые допущения и фиксированный состав разделяемого газа в экспериментальном исследовании накладывают определенные ограничения на использование методики. Как отмечено выше, эффекты обогащения могут зависеть от компонентного состава разделяемой смеси (см. рис. 55). В связи с этим при расчете аппарата для разделения углеводородного газа иного состава необходимо корректировать, по крайней мере, эффективность вывода конденсата $\xi''_к$. Допущение об отсутствии переноса жидкости и фазовых переходов в радиальном направлении камеры может быть принято для камер разделения большого диаметра (в эксперименте $D_0=0,15$ м). В таких камерах соотношение тангенциальной и осевой составляющих скорости на относительно малых радиусах может не обеспечивать хорошую сепарацию жидкости из приосевых слоев газа. При малом диаметре камеры возможен значительный перенос жидкости на периферию камеры. При этом тепло- и массообмен между каплями жидкости и нагретыми слоями газа приведет к изменению компонентного состава выводимого конденсата, охлажденного и нагретого потоков.

Серьезным недостатком следует также считать то, что номограммы получены при использовании опытного образца, оптимальность соотношений геометрических размеров которого недостаточно обоснована.

Несмотря на отмеченные недостатки, авторы данной книги сочли полезным ознакомить читателя с этой методикой. Во-первых, она является первой и пока единственной методикой расчета процесса компонентного разделения углеводородных смесей в вихревых аппаратах. Во-вторых, при ее использовании можно приближенно оценить роль отдельных факторов, что сократит объем доводочных работ, неизбежных при создании вихревых разделителей смесей. Выше достаточно подробно изложены недостатки расчетной модели, что позволяет

обоснованно решать вопрос о возможности ее использования в каждом конкретном случае. Знакомство с рассматриваемой моделью полезно при разработке других более совершенных расчетных моделей.

3.3. Низкотемпературная ректификация воздуха в вихревых аппаратах

Разделение воздуха на азот и кислород в вихревом аппарате (вихревом ректификаторе) происходит при вводе в аппарат частично сжиженного воздуха [10, 30]. При этом возможно получение обогащенного кислородом или азотом воздуха с объемной концентрацией до 98% O_2 или 97% N_2 .

Разделение воздуха, являющегося смесью компонентов с близкими теплофизическими свойствами,— наиболее сложная техническая задача, которую удалось решить с помощью вихревого аппарата. Идеальное осуществление процесса сопряжено с удовлетворением взаимоисключающим требованиям. Например, для идеального процесса необходимо насыщение газового вихря мелкодисперсной жидкостью по всей длине камеры, а на выходе из нее газовый поток должен быть полностью очищен от жидкой фазы. Необходимы встречное радиальное движение фаз, эффективная передача кинетической энергии от приосевых слоев к периферийным и к пленке жидкости; вместе с тем требуется полное исключение радиальных пульсаций в газовом вихре. В связи с этим понятно существовавшее ранее убеждение о невозможности реализации процесса ректификации в вихревом аппарате. Естественно, что обеспечение удовлетворительных характеристик связано с тщательным поиском такого сочетания параметров, при котором достигается рациональная степень удовлетворения противоречивым требованиям.

Сложность протекающих процессов затрудняет их адекватное математическое описание, исключает возможность разработки расчетных моделей, позволяющих оценивать значение отдельных конструктивных элементов вихревого ректификатора. Следовательно, поиск рациональных конструктивных решений сопряжен с трудоемкими экспериментальными исследованиями. Проблема усложняется еще и тем, что при изменении масштаба, режимных исходных параметров не только не со-

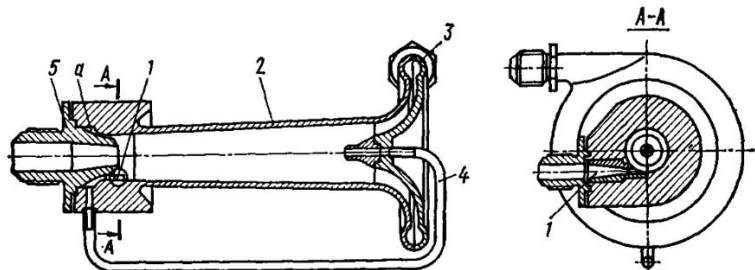


Рис. 59. Вихревой ректификактор

храняется геометрическое подобие конструкции, но и возникает необходимость изменения принципа построения вихревого ректификактора. В связи с этим рассмотрим только материалы, проверенные на небольших ректификакторах ($D_0 \leq 0,010$ м). В таких аппаратах рациональные условия протекания процесса обеспечиваются при наиболее простых конструктивных решениях. Приведенные ниже рекомендации позволяют без особого труда спроектировать и рассчитать маломасштабный вихревой ректификактор.

В вихревом ректификакторе (рис. 59) сжатый и частично сжиженный воздух вводится через тангенциальный сопловой ввод 1 в камеру разделения 2. Здесь образуется закрученный двухфазный поток, состоящий из текущей по стенке камеры пленки жидкости и газового ядра. Осевое перемещение жидкости к диффузору 3 сопровождается увеличением в ней концентрации высококипящего компонента (кислорода), в то время как приосевой газовый поток, текущий в противоположном направлении, обогащается низкокипящим компонентом (азотом). Часть жидкого воздуха, вытекающего из соплового ввода, отбирается в полость *a*, откуда по трубопроводу 4 подается в приосевую область камеры со стороны диффузора. В результате воздух разделяется на обогащенный кислородом поток, который выводится из диффузора 3, и обогащенный азотом поток, выходящий через отверстие в диафрагме 5.

Обогащение воздуха целевым компонентом, а также эффективность разделения η зависит от режима работы ректификактора, определяемого значением μ (рис. 60). Эффективность разделения $\eta = \bar{M}(c - c_c) / [\bar{M}^*(1 - c_c)]$;

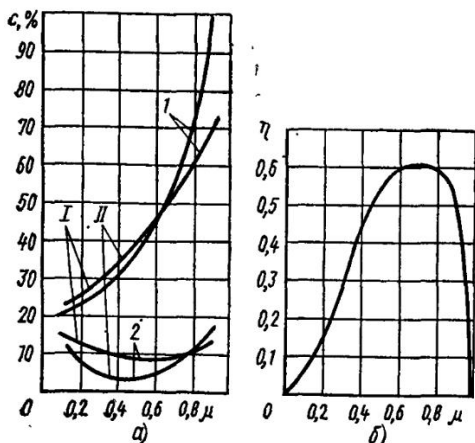


Рис. 60. Характеристики вихревого ректификатора ($D_0=6$ мм; $L=0,13$ м; $p_c=0,6$ МПа; $\beta_c=0,35$):

a — зависимость объемной концентрации O_2 в кислородном (кривые 1) и азотном (кривые 2) потоках от относительной доли μ азотного потока; b — зависимость эффективности разделения от μ ; I — режим получения кислорода; II — режим получения азота

$\mu = G_a / G_c$, где $\bar{M} = G_n / G_c$ и $\bar{M}^* = G_n^* / G_c$ (G_c — расход разделяемого воздуха; G_n и G_n^* — количество получаемого целевого продукта разделения соответственно действительное и при полном разделении воздуха); c , c_c — концентрация извлекаемого компонента соответственно в продукте разделения и в подводимом в аппарат воздухе; G_a — расход азотного потока.

Приведенные на рис. 60 характеристики показывают, что вихревой ректификатор можно использовать в трех основных режимах работы: в режиме получения азота ($\mu=0,5$, $c=97\% N_2$) и кислорода ($\mu=0,9$, $c=98\% O_2$), а также в режиме максимальной эффективности ($\mu=0,60...0,75$) с получением обогащенного кислородом или азотом воздуха с достаточной для ряда случаев применения концентрацией.

Основной движущей силой процесса разделения является существенная неравновесность фаз, образующихся в процессах конденсации и испарения при течении газожидкостного потока в камере разделения. Неравновесность определяется значительным радиальным градиентом давления в камере. В этом случае в каж-

дом сечении камеры взаимодействие радиально перемещающихся объемов газа и жидкости происходит при давлении, отличающемся от термодинамически равновесного для данных концентраций фаз. Это вызывает межфазный массообмен, приводящий к обогащению жидкости кислородом, а газа — азотом. Большую роль в процессе играет тепломассообмен пленки жидкости с нагретыми периферийными слоями газа; это приводит к обогащению жидкости кислородом по принципу фракционированного испарения.

Для математического описания процесса в объеме аппарата выделяют зоны, в которых происходят процессы, определяющие механизм разделения [11]. При этом допускают, что в каждой зоне происходит идеальное перемешивание потоков и устанавливается межфазное термодинамическое равновесие.

Структурная схема распределения потоков газожидкостной смеси по выделяемым зонам дана на рис. 61. В зоне I происходит расширение смеси в сопловом вводе, при котором испаряется жидкость и конденсируется газ с соответствующим обогащением фаз кислородом и азотом. Выходящие из этой зоны потоки обогащенной кислородом жидкости β_1 и обогащенного азотом газа α_1 образуют в камере разделения соответственно жидкостную пленку и газовое ядро.

Зона II охватывает область камеры, включающую только приосевой поток. В общем случае в эту зону по-

ступает только часть α_4 газового потока, входящего в камеру разделения. Здесь вследствие энергетического разделения газового ядра газ охлаждается (отводится теплота q_2) и частично конденсируется с соответствующим обогащением жидкости кислородом, а газа азотом. Часть β_4 кон-

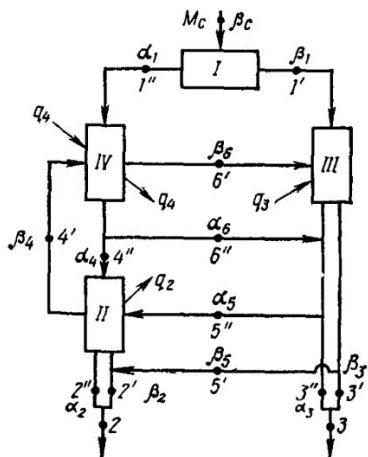


Рис. 61. Структурная схема распределения потоков газожидкостной смеси в вихревом ректификаторе

денсата центробежными силами выносятся из рассматриваемой зоны на периферию камеры. В зону II с периферии поступают потоки газа α_5 и жидкости β_5 . Выходящие из зоны II потоки газа α_2 и жидкости β_2 образуют азотный поток, выходящий из отверстия диафрагмы ректификатора.

Зона III включает периферийный участок камеры, в котором течет поток жидкости β_1 . Здесь под действием теплообмена с периферийными нагретыми слоями газа и теплоты, выделяющейся при диссипации собственной механической энергии (подводится теплота q_3), жидкость испаряется с соответствующим увеличением в ней концентрации кислорода. В общем случае образующийся при испарении жидкости газ смешивается с потоком периферийного газа α_6 . Некоторая его часть α_5 , как и часть жидкости β_5 , может переноситься в приосевой поток (в зону II). Выходящие из зоны III потоки жидкости β_3 и газа α_3 образуют кислородный поток, выходящий из диффузора ректификатора.

Зона IV охватывает периферийные слои газового ядра, энергетическое разделение которого приводит к их нагреву (подводится теплота q_4). Эта теплота передается периферийному потоку жидкости (зона III). В зоне IV газ α_1 взаимодействует с жидкостью β_4 , выделившейся в зоне II. Это взаимодействие обусловлено тем, что жидкость β_4 переохлаждена по отношению к давлению периферийных слоев газа. Происходит обогащение жидкости кислородом, а газа — азотом.

Математическое описание процесса предусматривает использование системы уравнений материального, покомпонентного материального и энергетического балансов, записываемых для каждой из выделенных зон:

$$\vec{\Sigma}\alpha_{in} + \vec{\Sigma}\beta_{in} = 0, \quad n = 1, \dots, 4; \quad (57)$$

$$\vec{\Sigma}\alpha_{in}y_i + \vec{\Sigma}\beta_{in}x_i = 0, \quad n = 1, \dots, 4; \quad (58)$$

$$\vec{\Sigma}\alpha_{in}i'_i + \vec{\Sigma}\beta_{in}i''_i \pm q_n = 0, \quad n = 1, \dots, 4. \quad (59)$$

Здесь $\alpha_i = V_i/M_c$ и $\beta_i = L_i/M_c$ — относительное количество циркулирующих потоков газа и жидкости (M_c , V_i и L_i — количество разделяемого воздуха и циркулирующих потоков газа и жидкости); y_i и x_i — кон-

центрация низкокипящего компонента в газе и жидкости; i'_i и i''_i — удельная энтальпия газа и жидкости; $q_n = Q_n/M_c$ — удельное количество теплоты, отводимой к рассматриваемой зоне.

Систему уравнений (57) — (59) дополняют уравнениями:

фракционированного испарения жидкости

$$\ln \frac{\beta_3}{\beta_1} = \int_{x_1}^{x_3} \frac{dx}{y-x}; \quad (60)$$

равновесия

$$y = f_1(x); \quad (61)$$

ограничения по составу

$$\sum x_{ki} - 1 = 0; \quad \sum y_{ki} - 1 = 0; \quad (62)$$

связи энтальпии и концентрации

$$i' = f_2(y); \quad i'' = f_3(x); \quad (63)$$

давления жидкости на периферии камеры

$$p_1 = f_4(p_c, p_2); \quad (64)$$

процесса расширения смеси в сопловом вводе

$$p_{c-1} = f_5(\beta_{c-1}, v_{c-1}). \quad (65)$$

В этих выражениях x_k , y_k — концентрация компонентов воздуха в жидкости и газе; p_{c-1} , β_{c-1} , v_{c-1} , — давление, доля жидкости и удельный объем газожидкостной смеси.

Система уравнений (57) — (65) позволяет моделировать процесс разделения для определения оптимальных условий процесса и характеристик ректификатора, отражающих зависимость концентрации продуктов разделения от параметра μ (см. рис. 60, а). Характеристики рассчитывают итерационным методом, решая систему уравнений (57) — (65) последовательно для каждой зоны. Из-за неопределенности количественных соотношений циркулирующих потоков газа и жидкости модель, описываемая системой уравнений (57) — (65), имеет три степени свободы. Для однозначности решения вводят следующие ограничения: $\beta_2 = 0$, $\beta_5 = 0$, $\alpha_5 = 0$ при $0 < \mu \leq \alpha_1 - \beta_4$; $\alpha_6 = 0$, $\beta_5 = 0$, $\beta_4 = 0$ при $\alpha_1 - \beta_4 \leq \mu \leq \alpha_1 + \alpha_3$; $\alpha_6 =$

$=0$, $\beta_4=0$ при $\alpha_1+\alpha_3\leq\mu<1$. Эти ограничения имеют следующий физический смысл. В первом случае рассматривают режим, когда в азотном потоке нет капельной жидкости, а газ, образующийся при испарении периферийной жидкости, полностью выводится с кислородным потоком. Второе ограничение соответствует режиму, когда весь конденсат, выделившийся в приосевом газовом потоке, уносится азотным потоком, к которому подмешивается газ, образующийся при испарении периферийной жидкости. Третье условие накладывает ограничение на фазовый состав кислородного потока, который в данном случае включает только жидкую фазу.

Принимают также следующие допущения:

воздух рассматривают как двухкомпонентную смесь (аргон относят к азоту);

процесс расширения в сопловом вводе происходит при постоянной энтропии ($S_1=S_c$);

жидкость, образующаяся при конденсации газа в приосевой зоне камеры, переносится на периферию в сечениях, близких к сопловому;

давление p_1 жидкости как и давление периферийного потока однофазной (газовой) среды, определяют по выражению [16]

$$p_1/p_2 = 0,33(p_c/p_2) + 0,67; \quad (66)$$

равновесные составы газа и жидкости связаны уравнением Рауля — Дальтона

$$y/x = kx/(1-x), \quad (67)$$

где k — относительная летучесть;

в пределах рассматриваемой зоны энтальпия есть линейная функция концентрации

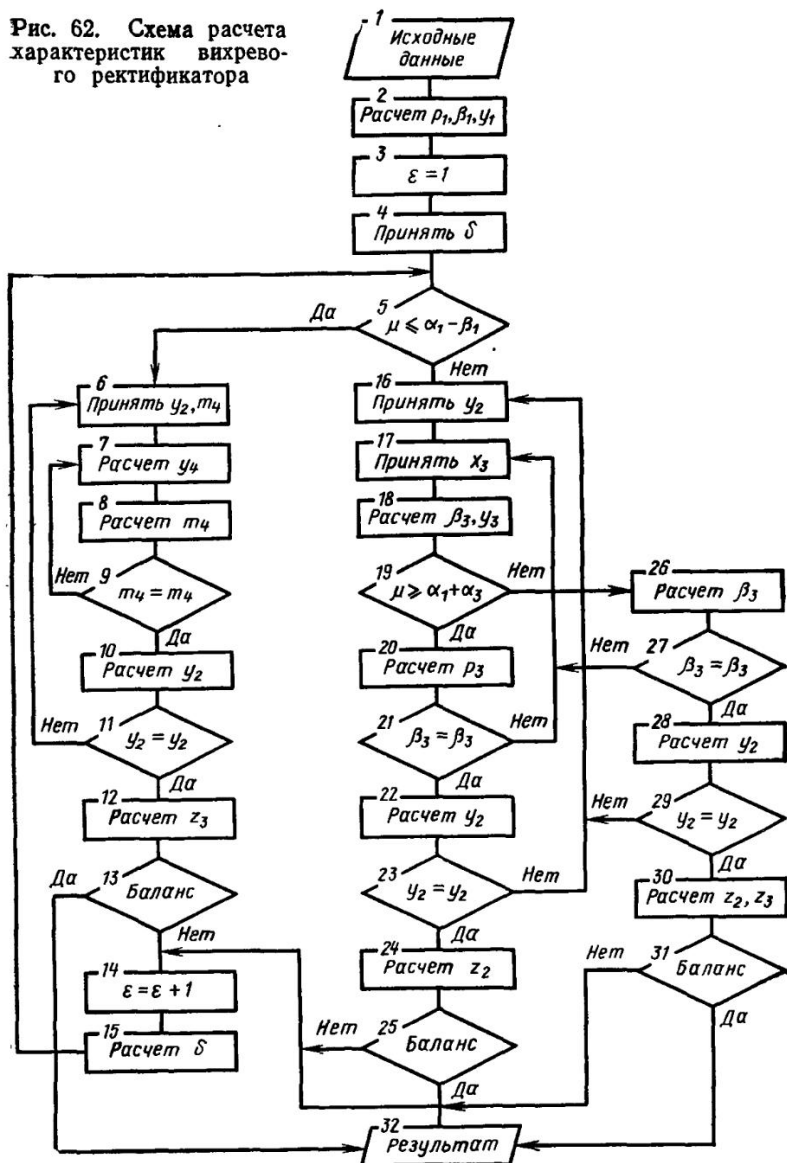
$$i' = A - m'y; \quad i'' = B - m''x, \quad (68)$$

где A, B — константы; m', m'' — тангенс угла наклона линий $i' = f_2(y)$ и $i'' = f_3(x)$ к оси x ;

теплота фазового перехода не зависит от концентрации, т. е. $m' = m''$.

В условиях принятых ограничений и допущений концентрационные характеристики ректификатора рассчитывают в следующем порядке (рис. 62). На первом этапе определяют параметры смеси на выходе из соплового ввода. Для этого, используя допущение $S_1=S_c$, определяют количество жидкости β_1 , а по уравнениям (57),

Рис. 62. Схема расчета характеристик вихревого ректификатора



(58), (66) и (67) рассчитывают концентрацию компонента в фазах. Для первого приближения ($\varepsilon=1$) принимают $\delta=\beta_4/\alpha_4$ при $0<\mu<\alpha_1-\beta_4$ и $\delta=\beta_2/\mu$ при $\alpha_1-\beta_4\leq\mu<1$, т. е. для первого режима назначают количество жидкости, выделившейся в приосевом газовом потоке, а для второго — фазовый состав азотного потока.

Сначала методом последовательных приближений рассчитывают концентрацию азотного потока y_2 . Для этого при $0<\mu<\alpha_1-\beta_4$ задаются значениями y_2 и m_4 . По уравнениям (57) — (59), (67), (68), записанным для зоны IV, вычисляют концентрацию y_4 , проверяют значение параметра m_4 и уточняют (при необходимости) значение y_4 . В уравнении (59) $q_4=\alpha_1(i'_1-i_2)$. Подставив значение y_4 в решение системы уравнений (57), (59) и (67) для зоны II, рассчитывают концентрацию азотного потока y_2 . Если разность между вычисленным и принятым значениями y_2 превышает заданную точность расчета, то задаются новым значением y_2 и повторяют расчет.

Далее переходят к расчету концентрации кислородного потока z_3 . Для этого решают систему уравнений (57), (58), записанных для зоны III (с учетом потока α_6), и (57) для всего аппарата. При найденных значениях y_2 и z_3 проверяют сходимость покомпонентного материального баланса (58) всего аппарата. При расхождении баланса больше допустимого переходят к следующему шагу итерации ($\varepsilon+1$). Для этого по уравнению (59) для зоны II вычисляют $\delta_{\varepsilon+1}$ и повторяют расчет; при этом $q_4=[\mu\delta/(1-\delta_{\varepsilon+1})](i'_4-i_2)$. При сходимости баланса с заданной точностью переходят к расчету режима $\alpha_1-\beta_4\leq\mu<1$.

Принимают значения концентрации газовой фазы азотного потока y_2 и жидкости кислородного потока x_3 . Решив совместно уравнения (57), (58), (60) и (67) для зоны III, вычисляют количество жидкости β_3 в кислородном потоке и концентрацию y_3 его газовой фазы. Определяют параметры m_2 и m_4 . По уравнению материального баланса, решая систему уравнений (57), (58), (67) и (68), проверяют вычисленные значения β_3 и y_3 . При этом $q_3=i_c-i_1+(1-\beta_1)(i'_3-i'_1)+\mu(i'_3-i_2)$ при $\alpha_1-\beta_4\leq\mu\leq\alpha_1+\alpha_3$ и $q_3=i_c-i_1+i'_1-i_2+\beta_1(i'_3-i'_2)-\beta_3(i'_3-i_2)-(\beta_3+\mu-1)(i'_3-i''_3)-(\beta_3+\mu-1)(i''_3-i'_2)$ при $\alpha_1+\alpha_3\leq\mu<1$. Рассчитывают концентрацию азотного z_2 и кислородного z_3 потоков, решая уравнения (57), (58)

и (67), записанные для точек \ смешения 2 и 3 (см. рис. 61).

В заключение по найденным значениям z_2 и z_3 проверяют сходимость покомпонентного материального баланса (58) всего аппарата. Если расхождение превышает допустимую точность расчета, то расчет повторяют с новым шагом итерации ($\varepsilon+1$). Для этого по уравнению (59) для зоны II находят относительное количество жидкости в азотном потоке $\delta_{\varepsilon+1}$ и повторяют расчет. При этом $q_3 = (1-\beta_1)(i'_3-i'_1) + \mu(i'_3-i_2)$ при $\alpha_1-\beta_4 \leq \mu \leq \alpha_1+\alpha_3$ и $q_3 = (i'_1-i_2) + \beta_2(i'_3-i'_1) - \beta_3(i'_3-i_2) - (\beta_3+\mu-1)(i'_3-i''_3) - (\beta_3+\mu-1)(i''_3-i''_2)$ при $\alpha_1+\alpha_3 \leq \mu < 1$. При сходимости баланса с заданной точностью расчет заканчивают.

Экспериментальная проверка теоретической модели показала, что расчетные и экспериментальные характеристики качественно хорошо согласуются. Количественное расхождение не превышает 15% на оптимальных режимах. Это расхождение связано, по-видимому, в первую очередь с ограничениями, наложенными моделью на количественное распределение потоков газа и жидкости, циркулирующих в камере разделения. Для реальных процессов всегда характерны более или менее интенсивный унос жидкости азотным потоком и перемешивание приосевых и периферийных слоев газового ядра. Математическое моделирование влияния параметров разделяемого воздуха на эффект разделения показало, что наибольший эффект разделения достигается при вводе в ректификатор частично сжиженного воздуха с содержанием жидкости $\beta_c = 0,3...0,4$ (при $p_c = 0,3...0,6$ МПа). Оптимальная степень расширения воздуха $\varepsilon = 6$, причем при $\varepsilon = \text{const}$ эффект разделения возрастает при уменьшении давления воздуха p_c .

Расчет геометрических размеров вихревого ректификатора базируется на экспериментальных данных, полученных при исследовании аппаратов с диаметром камеры разделения $D_0 = 0,006$ м и $D_0 = 0,01$ м [29]. При заданных расходе G_n и концентрации c_n целевого продукта разделения рассчитывают расход разделяемого воздуха: при получении обогащенного кислородом воздуха $G_c = G_n/(1-\mu)$; при получении обогащенного азотом воздуха $G_c = G_n/\mu$. Значение параметра μ выбирают в зависимости от концентрации c_n по характеристикам ректификатора (см. рис. 60, а). При получении продук-

та с максимальной концентрацией извлекаемого компонента принимают: $\mu=0,9$ при извлечении кислорода, $\mu=0,5$ при извлечении азота.

Давление сжатого воздуха $p_c = \varepsilon_{\text{opt}} p_a$, где p_a — давление азотного потока на выходе из ректификатора.

Площадь узкого сечения соплового ввода

$$F_c = (G_c/B) \sqrt{v_c/p_c},$$

где $B=0,6...0,7$ — действительный коэффициент истечения.

Высота соплового ввода $h = \sqrt{F_c/2}$, его ширина $b = F_c/h$.

$$\text{Диаметр камеры разделения } D_0 = 2,92 \sqrt{F_c (\varepsilon - 1)^{0,5}}$$

Диаметр отверстия диафрагмы $d = \bar{d} D_0$, где $\bar{d}=0,55$ при получении кислорода, $\bar{d}=0,35$ при получении азота.

Длину камеры разделения выбирают в пределах $L = (20...22) D_0$, а угол $\alpha = 2...2,5^\circ$.

Пример. Рассчитать вихревой ректификатор для получения обогащенного азотом воздуха. Исходные данные: расход азота $G_a = 0,005$ кг/с; концентрация азота по объему $c_a = 95\%$; давление азота $p_a = 0,11$ МПа.

1. Относительная доля азота $\mu = 0,6$ (см. рис. 60, а).
2. Расход перерабатываемого воздуха $G_c = 0,005/0,6 = 0,0083$ кг/с.
3. Давление перерабатываемого воздуха $p_c = 0,11 \cdot 6 = 0,66$ МПа.
4. Содержание жидкости в перерабатываемом воздухе $\beta_c = 0,35$.
5. Площадь узкого сечения соплового ввода

$$F_c = \frac{0,0083}{0,7} \sqrt{\frac{24,37 \cdot 10^{-3}}{0,66 \cdot 10^6}} = 2,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2;$$

высота соплового ввода $h = \sqrt{2,26 \cdot 10^{-6}/2} = 1,06 \cdot 10^{-3}$ м,

его ширина $b = 2,26 \cdot 10^{-6}/(1,06 \cdot 10^{-3}) = 2,13 \cdot 10^{-3}$ м.

6. Диаметр камеры разделения

$$D_0 = 2,92 \sqrt{2,26 \cdot 10^{-6} (6 - 1)^{0,5}} = 6,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

7. Диаметр отверстия диафрагмы $d = 0,35 \cdot 6,6 \cdot 10^{-3} = 2,31 \cdot 10^{-3}$ м.

8. Угол конусности камеры разделения $\alpha = 2,5^\circ$.

9. Длина камеры разделения $L = 20 \cdot 6,6 \cdot 10^{-3} = 132 \cdot 10^{-3}$ м.

3.4. Сепарация многокомпонентных газовых смесей

Газовые смеси, компоненты которых различаются по молекулярной или атомной массе, например смесь изотопов, можно разделить на составляющие компоненты в соответствии с молекулярной или атомной массой, если на смесь воздействует центробежная сила, приложенная к конусообразному вихрю с наибольшим диа-

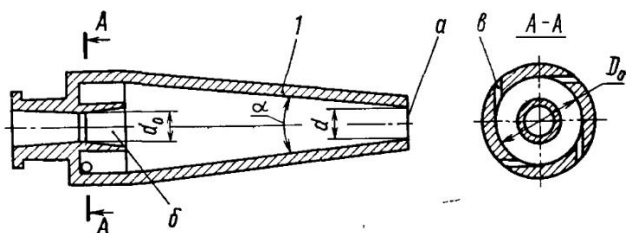


Рис. 63. Вихревой сепаратор газовой смеси

метром в месте ввода смеси 0,005 м. Этот метод сепарации и конструкции для его реализации запатентованы [Пат. 4070171 (США), пат. 1506877 (Англия)]. При рассмотрении разделения многокомпонентных газовых смесей использованы материалы, содержащиеся в этих патентах.

При истечении газовой смеси из тангенциальных сопловых вводов b (рис. 63) в камере 1 создается интенсивное вихревое движение. Под действием центробежных сил компоненты смеси с большими молекулярными массами перемещаются к стенке камеры, обогащая периферийный поток, который движется в осевом направлении в сторону меньшего диаметра камеры. При осевой поток, обогащаясь компонентами с меньшими молекулярными или атомными массами, движется в противоположном направлении. Таким образом, поток, вводимый в сепаратор газовой смеси, разделяется на два потока, обогащенных тяжелыми и легкими компонентами, первый из которых выводится из сепаратора через отверстие a камеры, а второй — через отверстие b .

Камера может быть различной формы: конической, цилиндрической, конической с начальным цилиндрическим участком и др. Важно, чтобы диаметр d отверстия для выхода тяжелых компонентов был меньше диаметра D_0 камеры в сечении ввода смеси. Высокая эффективность сепарации может быть достигнута в конических камерах, которые могут иметь прямолинейные или криволинейные боковые стороны, а их диаметр может уменьшаться непрерывно или ступенчато. Вообще возможно большое разнообразие форм, которое определяется конкретными условиями сепарации. Рациональность той или иной формы камеры разделения устанавли-

ливают экспериментально применительно к заданным условиям работы.

Наибольший диаметр камеры не должен превышать 0,005 м; предпочтительнее $D_0 \leq 0,001$ м. Нижнее предельное значение диаметра определяется только технологическими возможностями изготовления сепаратора, практически нижнее предельное значение $D_0 = 0,0001$ м. Длина камеры определяет ее объем и, следовательно, время пребывания в ней газа, которое должно быть достаточно для достижения заданной эффективности сепарации. Предпочтительное отношение длины к диаметру $\bar{L} = 10$. Угол раскрытия конуса может изменяться в пределах от 0 до 90°, лучше — от 3 до 30°. Оптимальное отношение диаметров отверстий для вывода разделенных фракций d_0 и d к диаметру камеры D_0 составляет 0,28—0,77. Разделяемая смесь подается в камеру через сопла, число которых может колебаться от 2 до 6. Скорость газа на выходе из сопловых вводов может быть равна или меньше скорости звука, что зависит от рода смеси, формы, числа и расположения сопловых вводов. Значение выходной скорости определяют экспериментально.

Наибольший эффект сепарации достигается при давлении исходного газа 666 Па—0,133 МПа и степени расширения $\varepsilon = 1,5 \dots 10,0$ (предпочтительнее $\varepsilon = 2 \dots 6$). Процесс можно вести при любой температуре. Важно, чтобы все разделяемые компоненты находились в сепараторной камере в газовой фазе. В некоторых случаях целесообразно вести процесс при относительно высоких или относительно низких температурах, поэтому диапазон рабочих температур может составлять 223—773 К (лучше 253—573 К).

Эффект сепарации можно повысить, если в разделяемую смесь добавить инертный по отношению к смеси газ с более низкой молекулярной массой. Содержание инертного газа должно превышать 60% общего объема смеси. В качестве инертного выбирают газ с как можно меньшей молекулярной массой (например, водород или гелий). Можно использовать также азот, метан, этан, окись углерода, двуокись углерода и воду. При использовании инертного газа процесс может происходить при давлении исходной смеси выше 0,133 МПа (практически до 50 МПа). В этом случае верхним пределом является давление сжижения при рабочей тем-

Таблица 3

Параметры выделения двуокиси углерода из воздуха

ε	E	Θ	ε	E	Θ
6	0,663	0,0542	4,1	0,67	0,0523
	0,647	0,0539		0,666	0,0514
	0,653	0,0532		0,669	0,0515
	0,653	0,0524		0,65	0,0514
	0,644	0,0516		0,645	0,0487

пературе. Диапазон изменения степени расширения также может быть расширен до 1,5.

В табл. 3 приведены некоторые данные по эффекту сепарации двуокиси углерода из ее смеси с воздухом при объемном содержании CO_2 8,5%. Размеры сепаратора: $D_0=0,002$ м, $d_0=0,00075$ м, $d=0,001$ м. Сепаратор имел три равномерно расположенных сопловых ввода прямоугольного сечения ($0,0006 \times 0,0003$ м). Расход смеси 0,5 л/мин, давление 12 кПа. В табл. 4 приведены дан-

Таблица 4

Параметры разделения CO и CO_2 в среде гелия

$c_{\text{He}}, \%$ (по объему)	E	Θ	$c_{\text{He}}, \%$ (по объему)	E	Θ
0	0,63	0,044	77,3	0,42	0,112
62,8	0,38	0,067	78,9	0,43	0,114
62,5	0,38	0,082	88,3	0,45	0,146
76,1	0,41	0,106	92,9	0,46	0,147

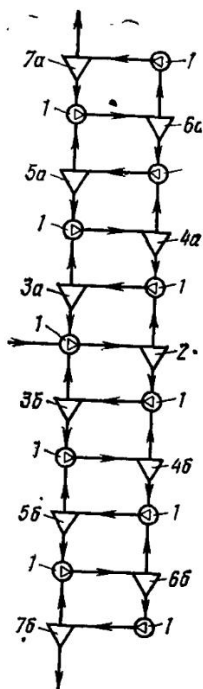
ные по сепарации смеси окиси и двуокиси углерода (25% CO и 75% CO_2) при $\varepsilon=5$ в присутствии инертного газа — гелия. Давление разделяемой смеси $p_c=24$ кПа. Размеры сепаратора: $D_0=0,002$ м, $d_0=0,001$ м, $d=0,001$ м, $\alpha=5,7^\circ$. В табл. 3 и 4: $\Theta=(x_T-x_L)/[x_L \times (1-x_T)]$ — эффект сепарации (x_L , x_T — молярная доля выделяемого компонента в легкой и тяжелой фракциях разделяемой смеси); $E=M_T/M_c$ — коэффициент распределения потока (M_c , M_T — количество разделяемой смеси и выводимой тяжелой фракции).

Рис. 64. Схема многоступенчатой сепарации газовой смеси

При разделении смесей, компоненты которых близки по молекулярной массе, процесс сепарации проводят в несколько ступеней, выделяя каждый раз тяжелую или легкую фракцию и затем повторяя процесс в следующей ступени сепарации. На рис. 64 приведена схема многоступенчатой сепарации с выделением тяжелых и легких компонентов. Газовая смесь компрессором 1 подается в базовый сепаратор 2, где разделяется на тяжелую и легкую фракции. Легкая фракция поступает в секцию обогащения легким компонентом, состоящую из компрессоров 1 и сепараторов 3а...7а. В каждый из сепараторов 4а...6а подается смесь, состоящая из тяжелой фракции, выделяемой в последующем сепараторе, и легкой фракции, полученной в предыдущем сепараторе. Легкий компонент выводится из сепаратора 7а, а обогащенная тяжелым компонентом фракция из сепаратора 3а поступает на смешение с исходным газом. Тяжелая фракция из базового сепаратора 2 подается в секцию обогащения тяжелым компонентом, состоящую из компрессоров 1 и сепараторов 3б...7б. В каждый из сепараторов 4б...6б подается смесь тяжелой фракции, выделенной в предыдущем сепараторе, и легкой фракции, полученной в последующем. Тяжелый компонент выводится из сепаратора 7б, а обогащенная легким компонентом фракция из сепаратора 3б поступает на смешение с исходным газом.

Зависимость, показанная на рис. 65, отражает эффект сепарации урана-235 от урана-238 в газообразном гексахлориде урана, смешанном с гелием в качестве инертного газа (92% He и 8% UF₆). Сепарация проведена по многоступенчатой схеме (см. рис 64), включающей 200 последовательных ступеней.

При проектировании необходимо учитывать основное отличие рабочего процесса сепаратора от рассмотренно-



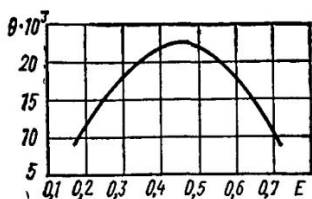


Рис. 65. Зависимость эффекта отделения урана-235 от урана-238 в многоступенчатом сепараторе от коэффициента E

го в гл. 1 процесса энергетического разделения. В последнем турбулентные пульсации газа — один из основных механизмов процесса разделения. При сепарации турбулентные пульсации являются главной помехой для эффективного протекания процесса. Именно для уменьшения их влияния разделяемые компоненты разбавляют газом с малой молекулярной массой. В камере энергетического разделения приосевой поток формируется на нагретом конце камеры из заторможенного периферийного потока. В сепараторе приосевой поток, насыщенный легким компонентом, формируется на участке камеры, на котором сохраняются высокие значения тангенциальной составляющей скорости. Длина этого участка зависит от соотношения геометрических размеров и свойств смеси.

Отсутствие данных по выбору оптимальных режимных и конструктивных параметров вихревого сепаратора в зависимости от свойств разделяемой смеси требует в каждом конкретном случае экспериментальной отработки конструкции аппарата. В первом приближении для расчета сепаратора можно использовать приведенные рекомендации.

3.5. Сепарация пылегазовых смесей

Фазовое разделение пылегазовых смесей в вихревом аппарате — типичный пример процесса сепарации мелкодисперсной фазы (размер частиц не превышает нескольких единиц микрометра). Для таких смесей роль факторов, препятствующих процессу центробежной сепарации, весьма значительна. Выше указано влияние радиальных пульсаций в закрученном потоке газа на эффект отделения мелкодисперсной составляющей жидкой фазы. Другим существенным фактором, снижающим эффект сепарации пылегазовых смесей, является возникновение градиентной диффузии. Перенос пылевых

частиц на периферию камеры сепаратора, осуществляемый под действием центробежных сил, приводит к скоплению аэрозоля в пристеночных слоях потока, т. е. к возникновению радиального градиента концентрации. Этот градиент является движущей силой диффузионного потока, осуществляющего перенос пыли в приосевые области камеры.

Наиболее полно сепарация пылегазовых смесей изучена В. А. Успенским и В. Е. Кирпиченко [7, 8], которые рассчитали радиальное распределение концентрации аэрозоля вследствие градиентной диффузии на различных расстояниях от кольцевого периферийного источника в цилиндрической камере с осевым осесимметричным потоком при постоянном коэффициенте диффузии по радиусу. Результаты расчета показывают, что диффузионный поток мелкодисперсного вещества уменьшает радиальный градиент его концентрации по мере осевого перемещения от источника; на расстоянии $x = (36...40)R$ (x — осевое расстояние от источника, R — радиус камеры) происходит практически полное перемешивание аэрозоля с несущим потоком. Помимо указанных факторов при разделении пылегазовых смесей ощутимое отрицательное действие может оказывать конвективный радиальный поток пылевых частиц, вызванный радиальным градиентом давления. Кроме того, в закрученном потоке в области свободного вихря ($\omega_\tau r = \text{const}$) на частицу может действовать сила, противодействующая центробежной и обусловленная влиянием вязкости и радиальным градиентом тангенциальной составляющей скорости несущего потока ω_τ . Под действием разности скоростей в диаметрально противоположных точках частицы в окружающей ее малой области может возникнуть циркуляция несущей среды. При этом появляется сила, выталкивающая частицу в направлении увеличения ω_τ (уменьшения r). Из рассмотрения равновесия частицы кубической формы под действием перепада давлений и центробежной силы выявлено [7, 8], что для радиального равновесия частицы необходимо, чтобы ее плотность превышала плотность несущей среды. Для расчета минимального отношения плотностей фаз смеси предложено выражение

$$\left(\frac{\rho_d}{\rho}\right)_{\min} = 1 + \left(\frac{R}{r}\right)^2 \left(\frac{12}{K \text{Re}_\tau}\right)^{5/3} \times$$

$$\times \left(2 - \frac{12}{K Re_T} \right) / \left[1 - \frac{12}{(K Re_T)^2} \right], \quad (69)$$

где ρ и ρ_d — плотность несущей и дисперсной сред, кг/м³; R — радиус камеры сепаратора, м; r — текущий радиус, м; $Re_T = \omega_T R / \nu$ (ν — кинематическая вязкость среды, м²/с); $K \approx 3$ — коэффициент пропорциональности.

Выражение (69) получено в предположении, что разность скоростей дисперсной и несущей сред пропорциональна градиенту тангенциальной составляющей ω_T скорости среды. В отдельных случаях $(\rho_d/\rho)_{\min}$ колеблется от 200 до 2000 и более.

Несмотря на описанные выше факторы, затрудняющие сепарацию пылегазовых смесей, вихревые аппараты с успехом применяют в ряде отраслей народного хозяйства. При этом часто аппараты сочетают в себе функции сепаратора и вихревого энергоразделителя, что позволяет полезно использовать энергию исходной пылегазовой смеси. Конструктивная схема такого аппарата, примененного для сухой пылеочистки доменного газа, приведена на рис. 66 [8]. Поступающий во входное отверстие улиточного соплового ввода 1 запыленный доменный газ приобретает в камере 2 интенсивное круговое движение. При этом происходит одновременно его температурное разделение под действием вихревого эффекта и очистка приосевых слоев потока от дисперсной фазы. Охлажденный и очищенный от пыли поток отводится через патрубок 8 к потребителю. Периферийные нагретые слои газа направляются через дрос-

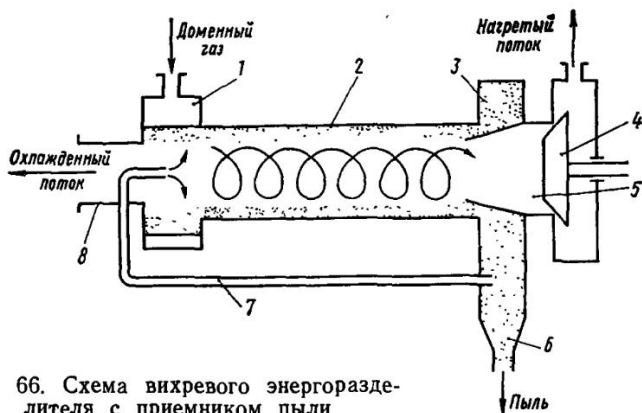


Рис. 66. Схема вихревого энергоразделителя с приемником пыли

сельный клапан 4 к воздухонагревателям доменного дутья. Пылевые частицы собираются на периферии камеры. Для их отделения установлен сепаратор 5. Отделившаяся пыль собирается в кольцевом приемнике 3, осаждается в бункере и удаляется через патрубок 6 по транспортной магистрали на агломерацию. Кольцевой пылеприемник соединен трубопроводом 7 с приосевой зоной камеры 2 в ее околосопловом сечении. Благодаря этому газ, транспортирующий пыль в пылеприемник, возвращается в технологический процесс.

Диаметр камеры сепаратора 0,250 м, длина камеры 5 м. При переработке доменного газа давлением 0,25 МПа и температурой 460 К с начальной запыленностью 2,5 г/м³ при $\mu=0,2$ эффективность отделения пыли $\eta=99,35\%$. Расход перерабатываемого доменного газа 3600 м³/ч.

Значение η рассчитывают по формуле $\eta=0,5[(z_n - z_{нх})/z_n + (z_n - z_{нг})/z_n]100$, где z_n , $z_{нх}$, $z_{нг}$ — количество пыли соответственно в газе на входе в аппарат, в охлажденном и нагретом потоках, г/м³.

Вихревой аппарат с успехом можно применять и только для сепарации пылегазовых смесей. Такой сепаратор отличается от известных конструкций вихревых энергоразделителей [8]. Он включает цилиндрическую камеру разделения, снабженную с одной стороны тангенциальным сопловым вводом, а с другой — контейнером для сбора отсепарированной пыли. Со стороны соплового ввода камера имеет соосно расположенный выхлопной патрубок для вывода очищенного газа, причем входное сечение патрубка расположено на некотором расстоянии от соплового сечения камеры. Сепаратор такой конструкции применен для выделения твердой фазы — окислов редкоземельных элементов — из высокотемпературных пылегазовых потоков, выходящих из плазмохимических реакторов. Испытания сепаратора на плазмохимической установке при переработке нитритных растворов редкоземельных элементов с концентрацией их окислов 19,39 г/л показали достаточно высокую эффективность очистки: на одном аппарате — 90—93 %, на двух последовательно установленных аппаратах — до 97 %. Испытан вихревой сепаратор с цилиндрической камерой диаметром $D_0=0,045$ м и длиной $L=0,19$ м. Диаметр выхлопного патрубка $d=0,02$ м, расстояние от его входного сечения до соплового сечения камеры

0,05 м. Расход пылегазовой смеси 156 м³/ч. Температура пылегазовой смеси достигала 720—770 К. Испытания проводили при пониженном давлении смеси, создаваемом вакуум-насосом. Гидравлическое сопротивление аппарата 20—30 кПа.

При расчете вихревых аппаратов, сочетающих функции сепарации мелкодисперсной твердой фазы и температурного разделения несущей среды, оптимальные режимные и конструктивные параметры аппарата определяют из условия обеспечения заданного эффекта температурного разделения, т. е. расчет выполняют как для обычных вихревых труб. При проектировании аппаратов, предназначенных только для сепарации, их геометрические размеры можно назначать, исходя из следующих рекомендаций [8]: относительная площадь соплового ввода $\bar{F}_c = 0,085$; относительный диаметр отверстия выхлопного патрубка $\bar{d} = d/D_0 = 0,416$; расстояние от входного сечения выхлопного патрубка до соплового сечения камеры $H = 1,1D_0$; длина камеры разделения $L = 4,2D_0$.

Глава 4

ПРОМЫШЛЕННОЕ ПРИМЕНЕНИЕ ВИХРЕВЫХ АППАРАТОВ

4.1. Вихревые холодильные камеры, термостаты и нагреватели

Несмотря на относительно низкую энергетическую эффективность процесса вихревого температурного разделения газов в ряде случаев целесообразно применять вихревые холодильно-нагревательные аппараты. Эта целесообразность обусловлена следующими особенностями рабочего процесса и конструкции аппарата.

1. В вихревой трубе возможно одновременное осуществление нескольких процессов, например охлаждение и нагревание газа, охлаждение и осушка или очистка холодного газа и т. п. Реализация этих процессов в одном аппарате позволяет упростить установку, а в некоторых случаях снизить дополнительные затраты энергии, например электрической, на нагрев газа.

2. Рабочим телом вихревой трубы может быть практически любой газ или смесь газов, а также многофазные смеси. Давления исходного рабочего тела, а также вырабатываемых охлажденного и нагретого потоков могут быть различными (от десятков килопаскалей до десятков мегапаскалей), а расход перерабатываемого газа может составлять от долей до сотен тысяч кубических метров в час.

3. Небольшие размеры и масса в ряде случаев являются определяющими критериями преимущественного применения вихревого аппарата. Эти качества позволяют создавать не только компактные, легко транспортируемые, но в некоторых случаях и экономичные установки. Вихревую трубу можно размещать рядом с охлаждаемым объектом, а иногда непосредственно включать в конструкцию устройства или системы с охлаждаемыми элементами. Источник сжатого рабочего тела можно располагать на значительном (более сотни метров) расстоянии от объекта (в системах термостатирования с холодильной машиной такой возможности нет; при этом потери холода на трассе охлажденного газа требуют увеличения холодопроизводительности установки).

4. В некоторых случаях высокая надежность работы в сочетании с простотой обслуживания (в том числе, регулирования) являются определяющими факторами при выборе холодильного аппарата. Здесь преимущества вихревой трубы несомненны. Простота конструкции, отсутствие подвижных деталей, сложных уплотняющих элементов определяют высокую надежность работы в тяжелых условиях эксплуатации. Практически показатели надежности вихревой трубы соизмеримы с их значениями для арматуры газовых систем.

5. Немаловажные преимущества вихревых аппаратов (короткий пусковой период, низкая стоимость изготовления и простота обслуживания) определяют экономичность установки.

Однако серьезным недостатком вихревой трубы является относительно низкая термодинамическая эффективность происходящего в ней процесса энергетического разделения; поэтому при использовании вихревой трубы в составе холодильно-нагревательных установок стремятся к максимальной утилизации энергии вырабатываемых вихревой трубой потоков.

Рассмотрим некоторые широко используемые способы повышения эффективности вихревых установок [16].

При работе вихревого холодильно-нагревательного аппарата холод и теплота, создаваемые аппаратом, не полностью используются для охлаждения или нагрева объекта. В связи с этим целесообразно, используя принцип регенерации, передать часть неиспользованных холода и теплоты сжатому газу. При этом возможно снижение температуры охлажденного или повышение температуры нагретого потока при $\mu = \text{const}$, либо увеличение расходов потоков при $T_x = \text{const}$ или $T_r = \text{const}$.

Принципиальные схемы регенеративных холодильно-нагревательных установок приведены на рис. 67. Сжатый газ проходит теплообменник 1, где охлаждается (рис. 67, а) или нагревается (рис. 67, б) потоком охлажденного или нагретого газа, выходящего из термокамеры 3. Далее сжатый газ поступает в вихревую трубу 2, где разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Один из них (в зависимости от назначения установки) направляется в термокамеру, а оттуда в теплообменник сжатого газа. Охлажденный поток из теплообменника 1 можно подавать на охлаждение камеры разделения вихревой трубы (рис. 67, в).

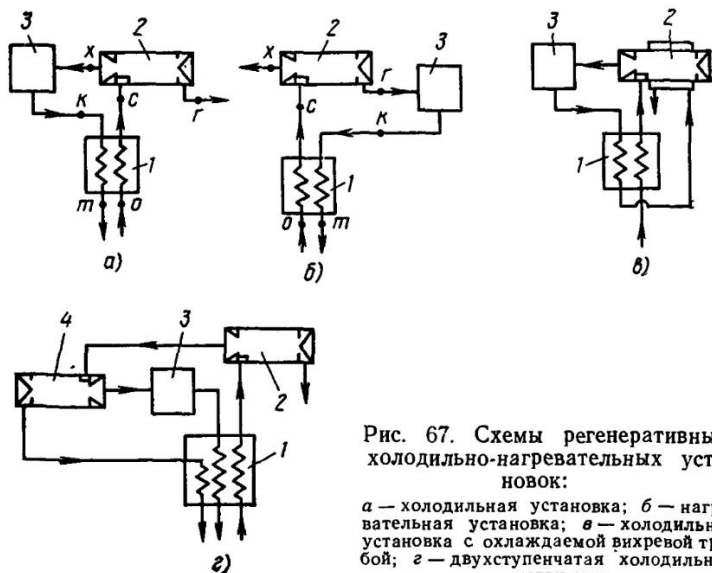


Рис. 67. Схемы регенеративных холодильно-нагревательных установок:

а — холодильная установка; б — нагревательная установка; в — холодильная установка с охлаждаемой вихревой трубой; г — двухступенчатая холодильная установка

Во многоступенчатых установках нагретый поток последующей вихревой трубы часто имеет температуру ниже температуры сжатого газа, поступающего в предыдущую вихревую трубу. Тогда для охлаждения сжатого газа перед предыдущей трубой используют и нагретый поток последующей вихревой трубы. Например, нагретый поток последующей вихревой трубы 4 (рис. 67, 2) поступает в теплообменник 1 для охлаждения сжатого газа, направляемого в последующую трубу 2.

Особенностью регенеративных циклов с вихревой трубой является то, что на регенерацию (за исключением случая применения охлаждаемой вихревой трубы при $\mu=1$)¹ направляются потоки в количестве μ (охлаждение) или $(1-\mu)$ (нагрев) от расхода сжатого газа. Это ограничивает уровень достижимых температур охлажденного и нагретого потоков. При анализе регенеративного цикла удобно пользоваться выражением для относительной температуры охлажденного и нагретого потоков, полученным А. П. Меркуловым для идеализированной установки с противоточным теплообменником. Принято, что гидравлические сопротивления в элементах схемы пренебрежимо малы и теплоемкость рабочего тела $c_p = \text{const}$ [16]. Тогда

$$\frac{T_x}{T_0} = \left(\frac{1}{n} + N_x \right) \left(\frac{1}{\mu \Theta_x} - 1 \right)^{-1}; \quad (70)$$

$$\frac{T_r}{T_0} = (n - N_r) \left(\frac{1}{\mu \Theta_x} - 1 \right). \quad (71)$$

Здесь $n=1-\mu$; $N_x = (\Delta T_{k-x} + \Delta T_{r-x})/T_0$ — холодопроизводительность цикла (где $\Delta T_{k-x} = T_k - T_x$, $\Delta T_{r-x} = T_0 - T_r$); $\Theta_x = 1 - \eta_T [1 - (\frac{1}{\epsilon})^{(k-1)/k}]$; $N_r = (\Delta T_{k-r} + \Delta T_{r-r})/T_0$ — теплопроизводительность цикла ($\Delta T_{k-r} = T_r - T_k$, $\Delta T_{r-r} = T_r - T_0$); T_0 , T_k , T_r — температура соответственно сжатого воздуха на входе в теплообменник, охлажденного (или нагретого) потока на входе и выходе из теплообменника.

При отсутствии теплосъема в камере и идеальной рекуперации в теплообменнике $N=0$. В этом случае достигаются минимальная температура T_x и максимальная температура T_r . Можно показать [16], что при $N=0$ при охлаждении температура нагретого потока равна температуре сжатого газа ($T_r = T_0$), а при нагр-

ве температура охлажденного потока равна $T'_x = T_0$. В связи с этим предельные температурные эффекты в регенеративном цикле достигаются при максимальном эффекте температурного разделения газа в вихревой трубе

$$\begin{aligned}(\Delta T_x)_{\text{рег}}^{\text{max}} &= T'_r - T_x; \\ (\Delta T_r)_{\text{рег}}^{\text{max}} &= T_r - T'_x.\end{aligned}\quad (72)$$

В реальном цикле ($N > 0$) с ростом холодо- или теплопроизводительности повышается температура охлаждаемого потока или снижается температура нагреваемого потока на входе в камеру. В холодильном цикле это влияние с ростом параметра μ возрастает, а при нагреве — снижается. В регенеративном цикле температура сжатого газа повышается с ростом μ , а разность температур уменьшается. Так как наибольший эффект вихревого температурного разделения сжатого газа (разность $T_r - T_x$), определяющий значения $(\Delta T_x)_{\text{рег}}$ и $(\Delta T_r)_{\text{рег}}$, достигается при больших μ , то естественно различное влияние, например, недорекуперации в теплообменнике на эффекты охлаждения и подогрева. В режиме подогрева, особенно при высоком заданном значении T_r , подогрев газа происходит в основном в вихревой трубе и роль теплообменника невелика. Наоборот, при охлаждении регенерация холода существенно влияет на эффект охлаждения. В связи с этим необходимо тщательно подходить к выбору теплообменника и устранению потерь холода в окружающую среду.

Другой способ повышения эффективности вихревых холодильных установок — утилизация энергии нагретого потока. Эту энергию стремятся использовать в таких же простых устройствах, как и вихревая труба, например в эжекторе. Эжектор может быть включен в схемы с охлаждаемой вихревой трубой для прокачки газообразной охлаждающей среды через рубашку камеры разделения (рис. 68, а). При этом эжектор, как правило, является составной частью конструкции вихревой трубы. Однако большего эффекта можно достичь, используя давление нагретого потока для эжекции охлажденного потока. В этом случае нагретый поток из вихревой трубы 2 (рис. 68, б) подается в сопло эжектора 4, который по линии эжектируемого газа соединен через теплообменник 1 с термокамерой 3. Возможно сочета-

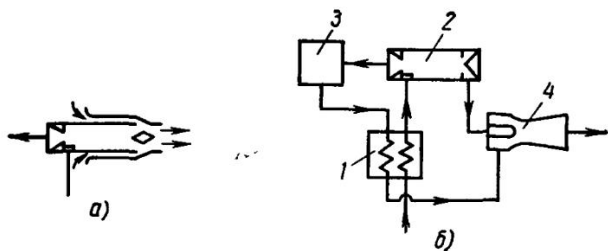


Рис. 68. Схемы утилизации энергии нагретого потока:
 а — прокачка охлаждающей среды; б — эжекция охлажденного потока

ние обоих способов утилизации энергии нагретого потока, когда охлажденный поток после теплообменника подается для охлаждения камеры разделения вихревой трубы.

Утилизация энергии нагретого потока для эжекции охлажденного потока может иметь двойкий эффект. Во-первых, при заданном давлении сжатого рабочего тела уменьшается давление охлажденного потока и, следовательно, повышается степень расширения ε газа, что приводит к росту эффекта охлаждения ΔT_x . Во-вторых, если располагаемая степень расширения оптимальна для заданных условий работы, то возможно снижение давления рабочего тела p_c при $\varepsilon = \text{const}$. В этом случае при использовании автономного источника сжатого газа уменьшаются затраты энергии. Следует, однако, заметить, что снижение давления p_c приводит к ухудшению работы эжектора [16].

Недостатком струйного эжектора является его чувствительность к изменению расхода, давления и температуры эжектирующего газа, поэтому, как правило, применяют эжекторы с суживающимся реулируемым соплом. Однако и при этом необходимы проверочные расчеты эжектора на все режимы работы вихревой установки.

В вихревых холодильных камерах и термостатах, как правило, используют оба способа повышения эффективности установок. Принцип регенерации и утилизации энергии нагретого потока впервые был разработан и применен в холодильных камерах и термостатах, созданных под руководством А. П. Меркулова в Куйбышевском авиационном институте (КуАИ) [16]. Холо-

дильные камеры типа ХК содержат силикагелевый осушитель сжатого воздуха и трубчатый теплообменник со встроенной в него вихревой трубой, которая со стороны выхода охлажденного потока сообщается с холодильной камерой. Камера разделения вихревой трубы со стороны выхода нагретого потока выполнена в виде суживающегося сопла эжектора, полость низкого давления которого сообщается с межтрубным пространством теплообменника. Сжатый и осушенный воздух проходит по трубкам теплообменника и поступает в вихревую трубу, где разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Охлажденный поток подается в холодильную камеру, откуда через межтрубное пространство теплообменника эжектируется нагретым потоком воздуха.

В вихревых термостатах возможно попеременное создание в термокамере повышенной или пониженной температуры. В первом случае в камеру направляют нагретый поток воздуха, а во втором — охлажденный.

В вихревых термостатах типа ВТ, разработанных в КуАИ, также реализуется принцип регенерации теплоты и холода и утилизации энергии нагретого потока для эжекции охлажденного потока. Интересна конструкция вихревого термостата ВТ-4 с двумя вертикально расположенными вихревыми трубами, имеющими общий патрубков для вывода охлажденного потока и общую диафрагму. Верхняя вихревая труба со стороны выхода нагретого потока соединена с межстенным пространством термокамеры. В режиме охлаждения сжатый и охлажденный в теплообменнике воздух поступает в нижнюю вихревую трубу, где разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Охлажденный поток проходит через камеру разделения верхней вихревой трубы, подается последовательно на охлаждение термокамеры и в теплообменник сжатого воздуха, а затем эжектируется нагретым потоком. В режиме обогрева сжатый воздух подается в верхнюю вихревую трубу. Для этого блок вихревых труб вертикально перемещают относительно места ввода в него сжатого воздуха. Нагретый поток из вихревой трубы подается для обогрева термокамеры и сжатого воздуха в теплообменнике, а далее поступает в эжектор для вывода охлажденного потока, который проходит через камеру нижней вихревой трубы. Такая конструкция позволяет упростить схему разводки трубопроводов охлажденного и нагретого потоков и исклю-

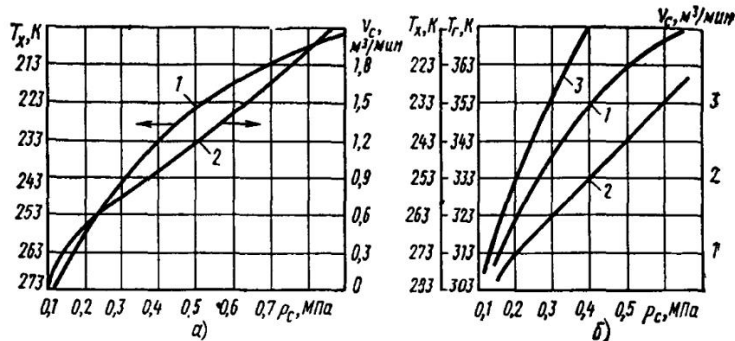


Рис. 69. Характеристики T_x (кривая 1), v_c (кривая 2) и T_r (кривая 3):
 а — холодильной камеры ХК-3 ($V_k = 0,01 \text{ м}^3$); б — термостата ВТ-1 ($V_k = 0,0337 \text{ м}^3$)

чить переключающую арматуру, что снижает тепловые и гидравлические потери в трактах термостата.

В КуАИ разработан ряд вихревых камер и термостатов с объемом термокамер от 0,01 (ХК-3) до 1 м^3 (ВТ-5). На рис. 69 приведены характеристики холодильной камеры ХК-3 и термостата ВТ-1.

Реализация в холодильных камерах типа ХК адсорбционного способа осушки приводит к некоторому повышению температуры в холодильной камере, так как при прохождении сжатого воздуха через осушитель его температура повышается за счет подвода теплоты адсорбции. Этого недостатка лишена холодильная камера ХКМ-2; в ней холод регенерируется в переключающихся регенераторах, на насадке которых осаждается влага, содержащаяся в сжатом воздухе.

В МЭИ разработана вихревая регенеративная холодильная установка холодопроизводительностью 700—1500 Вт [15]. Установка включает охлаждаемую вихревую трубу с водяным охлаждением, работающую на режиме $\mu = 1$. При расходе сжатого воздуха, равном 200 кг/ч, давлении 0,6 МПа, температуре 293 К в холодильной камере поддерживают температуру 253—263 К.

Один из новых способов утилизации энергии нагретого потока — использование его в вихревых трубах с дополнительным потоком (см. п. 1.5). Ш. А. Пиралишвили и А. Н. Новиков предложили схему вихревого термостата с регенеративным циклом охлаждения в

двух вихревых трубах, одна из которых работает по схеме с дополнительным потоком. Сжатый в компрессоре 1 (рис. 70) и охлажденный в концевом теплообменнике 2 воздух подается параллельными потоками в теплообменник 3 и вихревую трубу 7. Из теплообменника 3 воздух поступает в низкотемпературную вихревую трубу 4, где разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Охлажденный поток поступает в термокамеру 5, проходит теплообменник 3 и направляется в эжектор 6. Нагретый поток, выходящий из низкотемпературной вихровой трубы, поступает в виде дополнительного потока в вихревую трубу 7. В вихровой трубе с дополнительным потоком сжатый воздух также разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Охлажденный поток вводится в теплообменник 3, где смешивается с охлажденным воздухом из термокамеры, а нагретый поток используется для эжекции охлажденного воздуха. По расчетам авторов схемы, такой способ утилизации энергии нагретого потока низкотемпературной вихровой трубы эффективнее других способов, используемых в каскадных охладителях.

Принцип утилизации энергии нагретого потока реализован также в двухступенчатом вихревом холодильном аппарате (ДВХА), созданном под руководством В. И. Метенина [8]. В этом аппарате применен противоточный вихревой эжектор (см. п. 2.7), обладающий свойством создавать высокие степени сжатия эжекти-

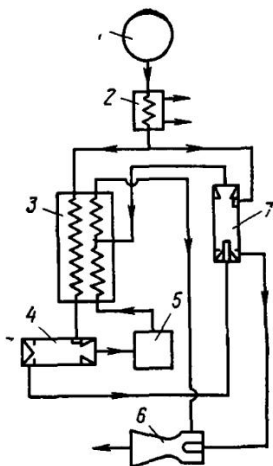
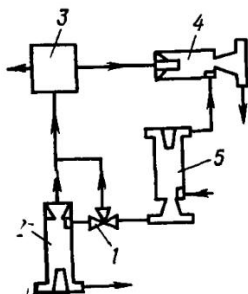


Рис. 70. Схема вихревого термостата

Рис. 71. Схема ДВХА



руемого газа при относительно низком давлении эжектирующего потока. Сжатый воздух распределяется на охлажденный и нагретый потоки в вихревой трубе 5 (рис. 71); в осевом и щелевом диффузорах обеспечивается высокая степень преобразования кинетической энергии выходящих потоков в энергию давления. Охлажденный поток поступает в вихревую трубу 2 второй ступени охлаждения. Вырабатываемый последней охлажденный поток воздуха направляется в холодильную камеру 3, которая вакуумируется противоточным эжектором 4. В эжектор подается нагретый поток, выходящий из вихревой трубы первой ступени. Для уменьшения времени выхода аппарата на минимальный температурный уровень в схеме предусмотрена возможность подачи всего охлажденного потока из вихревой трубы 5 непосредственно в холодильную камеру 3 через трехходовой кран 1. В этом случае ДВХА работает в режиме максимальной холодопроизводительности. Температурная эффективность максимальна при работе второй ступени охлаждения, когда холодопроизводительность аппарата близка к нулю, поэтому ДВХА целесообразно использовать для низкотемпературного термостатирования объектов без внутренних тепловыделений. При давлении сжатого воздуха 0,6 МПа и его температуре на входе в аппарат 293 К ДВХА может обеспечивать быстрое снижение температуры в холодильной камере вплоть до 200 К.

Вихревые аппараты для нагрева применяют меньше, чем для охлаждения. Как правило, вихревые нагреватели используют для перегрева высокотемпературного рабочего тела. П. И. Старостин и М. С. Иткин [13] предложили использовать вихревой нагреватель в пусковом блоке паротурбинных энергоустановок, что повышает маневренность и надежность блоков в условиях частых остановок и последующих пусков из горячего состояния. При пуске турбин из горячего состояния необходимо повышение температуры пара перед соплами на 80 К, так как при дросселировании пара из парогенератора его температура снижается и становится ниже температуры металла турбины. Пар из котла подается в вихревую трубу. Нагретый поток пара из вихревой трубы направляется к соплам турбины, а охлажденный сбрасывается в конденсатор. Специфика применения вихревой трубы в пусковых блоках энергоуста-

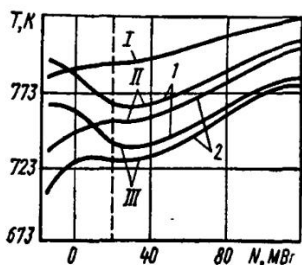


Рис. 72. Зависимость температуры при пуске энергоблоков ТП-100 и К-200-130 от нагрузки турбины:

I — температура за парогенератором; *II* — температура перед соплами турбины; *III* — температура в камере регулирующей ступени турбины; *1* — пуск с вихревой трубой; *2* — обычный пуск

новок заключается в необходимости регулирования ее температурного режима для обеспечения плавного перехода работы на обычный режим блока паровпускных органов турбины. Регулирование обеспечивают изменением площади проходного сечения вентилей, установленных на линии свежего пара перед вихревой трубой и на охлаждаемом и нагреваемом потоках за камерой разделения.

На рис. 72 показана зависимость температуры при пуске энергоблоков ТП-100 и К-200-130 от нагрузки турбины. Работа вихревой трубы заканчивается при нагрузке 20 МВт. Затем трубу переводят на режим дросселирования, а нагружение турбины ведут с использованием обычных средств.

Несомненный интерес представляют работы, проводимые под руководством Ш. А. Пиралишвили, по созданию воспламенителей топливных и газовых смесей [8]. Реализация эффекта вихревого энергетического разделения позволяет повысить температуру горючей смеси и обеспечить ее самовоспламенение. При этом отпадает необходимость в дополнительных источниках энергии для воспламенения смеси. Вихревой эффект можно также использовать для обеспечения работоспособности при пониженной температуре исходной смеси. На рис. 73 приведена конструктивная схема воспламенителя ацетилена в потоке воздуха. Сжатый воздух через тангенциальный сопловой ввод *1* подается в камеру энергетического разделения *2*, в которую через перфорированный насадок *3* вводится газообразный ацетилен. Продукты сгорания выводятся из камеры через отверстие в диафрагме *4*. Наружная поверхность аппарата покрыта слоем теплоизоляции *5*.

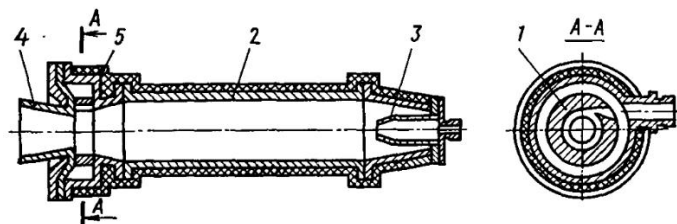


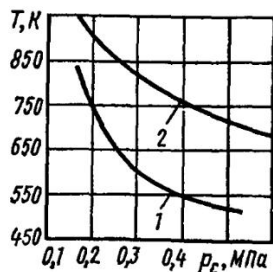
Рис. 73. Схема вихревого воспламенителя

На рис. 74 приведена зависимость температуры сжатого воздуха, при которой происходит самовозгорание ацетилен, от давления воздуха на входе в воспламенитель (кривая 1). Сравнение с аналогичной зависимостью для ацетилена в воздухе в состоянии покоя (кривая 2) показывает, что в вихревых воспламенителях необходимую для самовозгорания ацетилена температуру воздуха можно снизить почти на 200 К.

При расчете вихревых регенеративных холодильно-нагревательных установок используют метод последовательных приближений, так как эффект охлаждения ΔT_x (нагрева ΔT_n) и параметр μ — зависимые переменные. Исходными данными для расчета являются давление p_0 и температура T_0 сжатого газа на входе в установку (см. рис. 67, а, б), температурный уровень охлаждения (нагрева) T_k и тепловая нагрузка термокамеры Q_k . На первом этапе расчета необходимо задаться гидравлическими сопротивлениями по трактам сжатого Δp_{o-c} и охлажденного Δp_{t-x} газа, недорекуперацией на теплом конце теплообменника ΔT_{o-t} , теплопритоками из окружающей среды $Q_{из}$. При выборе этих величин учитывают требования к габаритно-массовым характеристикам установки. Чрезмерное снижение гидравлических сопротивлений и

Рис. 74. Зависимость температуры сжатого воздуха, обеспечивающей воспламенение ацетилена, от давления сжатого воздуха:

1 — в вихревом воспламенителе; 2 — в состоянии покоя



недорекуперация требуют уменьшения скоростей теплообменивающихся потоков и температурного напора в теплообменнике. Это, в конечном счете, приводит к увеличению размеров и массы теплообменника. При назначении $Q_{из}$ можно в первом приближении отнести потери холода (теплоты) к термокамере установки. Тогда, зная объем камеры и характеристики теплоизоляции, можно рассчитать $Q_{из}$ по известным уравнениям теплопроводности.

Варьируемый параметр при расчете — доля охлажденного потока μ . При принятом значении μ из энергетического баланса теплообменника находят энтальпию сжатого газа на входе в вихревую трубу:

в режиме охлаждения

$$i_c = i_0 - \mu(i_T - i_K); \quad (73)$$

в режиме подогрева

$$i_c = i_0 + (1 - \mu)(i_K - i_T). \quad (74)$$

Пренебрегая изменением теплоемкости газа, определяют температуру сжатого газа:

в режиме охлаждения

$$T_c = (1 - \mu)T_0 + \mu(T_K + \Delta T_{o.T}); \quad (75)$$

в режиме подогрева

$$T_c = \mu T_0 + (1 - \mu)(T_K + \Delta T_{o.T}). \quad (76)$$

Далее выполняют термодинамический расчет вихревой трубы (см. п. 2.2) и определяют температуру охлажденного T_x или нагретого T_r потоков. Сравнивают полученные значения T_x или T_r с заданной температурой T_K . Если $T_x > T_K$ или $T_r < T_K$, то принимают новое значение μ и расчет повторяют. При $T_x < T_K$ или $T_r > T_K$ определяют расход охлажденного нагретого потока

$$G_x = (Q_K + Q_{из})/(i_K - i_x); \quad (77)$$

$$G_r = (Q_K + Q_{из})/(i_r - i_K). \quad (78)$$

Расход сжатого газа в режиме охлаждения и подогрева соответственно $G_0 = G_x/\mu$ и $G_0 = G_r/(1 - \mu)$.

Далее выполняют конструктивный расчет теплообменника и вихревой трубы, а также проверочный гидравлический расчет схемы. При необходимости определяют потери холода (теплоты) $Q_{из.т}$ через изоляцию теплообменника и проводят уточненный расчет установ-

ки. При этом правые части выражений (73) и (74) дополняют слагаемым $q_{\text{нз.т}} = Q_{\text{нз.т}}/G$. При включении в схему установки эжектора (см. рис. 67, б) на первом этапе расчета необходимо определить давление охлажденного потока p_x и степень расширения ϵ . Для этого в первом приближении можно воспользоваться выражением, полученным А. П. Меркуловым в предположении, что при использовании эжектора с сужающимся соплом отношение температур нагретого и охлажденного потоков на входе в эжектор близко к единице, а давление нагретого потока отвечает выражению $\epsilon' = 0,35\epsilon + 0,67$, где $\epsilon' = p_r/p_x$.

$$p_x = \frac{1}{B_1} \left(\frac{E}{2} + \sqrt{\left(\frac{E}{2} \right)^2 + 0,33B_0\rho_0} \right), \quad (79)$$

где $B_1 = (0,67/p_{\text{см}})[q(\lambda_k)/n + 1]$; $E = q(\lambda_k)/n + 0,67 - 0,3[q(\lambda_k)/n + 1]p_0/p_{\text{см}}$; $n = \mu/(1 - \mu)$; $p_{\text{см}}$ — давление смеси газов на выходе из эжектора; $q(\lambda_k)$ — газодинамическая расходная функция; λ_k — безразмерная скорость охлажденного потока на срезе сопла.

После расчета материальных потоков и температур в характерных точках схемы по изложенной методике выполняют конструктивный расчет эжектора.

Выше отмечены некоторые особенности вихревого холодильно-нагревательного аппарата, которые определяют область его целесообразного применения. В первую очередь это те случаи применения, когда энергетические затраты не имеют решающего значения; к ним можно отнести:

наличие большого постоянно расходуемого количества сжатого газа, отбор которого для охлаждения (нагрева) составляет незначительную часть общего расхода;

кратковременная, но часто повторяющаяся потребность в охлаждении или нагреве;

малые системы или микросистемы, являющиеся элементами объекта охлаждения;

необходимость кратковременного повышения холодопроизводительности основной системы термостатирования;

технологические испытательные стенды и стенды для испытания контрольно-измерительной аппаратуры;

индивидуальное кондиционирование.

Целесообразность применения вихревых аппаратов с автономным источником сжатого рабочего тела определяется технико-экономическими соображениями. Здесь необходимо учитывать весь комплекс факторов, влияющих на экономичность установки, в том числе затраты на создание и эксплуатацию компрессорных станций. В табл. 5 для примера приведены результаты сравнения экономических показателей системы термостатирования с парокомпрессионными холодильными машинами и электронагревателями и воздушной системы с вихревыми трубами [8]. Например, в первой графе таблицы приведены сравнительные данные системы, включающей девять холодильных машин типа ХМ22ФУ×300, и систем, состоящих из пяти компрессоров типа ЦК-100/5,5 и вихревой трубы ВТ. Особенность рассматриваемых систем — расположение их на определенном расстоянии от потребителя. Приведенный пример показывает, что в ряде случаев применение холодильно-нагревательных установок с вихревыми аппаратами экономически целесообразно.

4.2. Вихревые переносные и передвижные кондиционеры

В различных отраслях промышленности (химической, металлургической, судостроительной и др.) невозможно избежать ручных операций в атмосфере с высокой температурой, содержащей токсичные газы, радиоактивные частицы, пыль и аэрозоли. В авиации и при подводных работах условия неблагоприятны также по давлению. В связи с этим используют защитное снаряжение (маски, шлемы, накидки, костюмы, скафандры), выбор которого зависит от конкретных требований. Переносные кондиционеры применяют для подачи свежего воздуха для дыхания, а также для вентиляции поддежного пространства. Расход и параметры подаваемого воздуха выбирают в соответствии с медико-биологическими требованиями. С одной стороны, необходимо обеспечить эффективный отвод теплоты и испаряющегося пота из защитного снаряжения, а с другой — исключить появление больших контрастов температур на отдельных участках поверхности тела человека.

Для повышения или понижения температуры пода-

Таблица 5

Показатели систем термостатирования с парокомпрессионными холодильными машинами и вихревыми трубами

Источник холода в системе	Расход воздуха, тыс. м³/ч	Температурный уровень термостатирования, К	Занимаемая площадь, м²		Установленная мощность, тыс. кВт	Относительные затраты	
			холодильный центр	блок охладителя		капитальные	эксплуатационные
9 × ХМ22ФУ × 300	20	263—353	600	2	2,88	1	1
5 × ЦК-100/5,5+ВТ	20	263—353	450	4	3,25	0,62	0,71
2 × ХМФУУ-80-1Р	2	218—353	280	5,5	0,186	1	1
2 × ЗС5ВП-30/8+ВТ	2	218—353	180	4,5	0,4	0,73	0,74
2 × ХМУУ-12	3	276—318	—	—	0,078	1	1
Э-100-31-1+ВТ	3	276—318	—	—	0,32	0,49	0,68
5 × ХМ2У-300	15	273—313	450	2,5	1,061	1	1
11 × ЗС5ВП-30/8+ВТ	15	273—313	470	10	2,45	1,44	1,57
4 × К100-63-1+ВТ	15	273—313	612	10	3,13	1,1	1,42

Примечания. 1. Цифра перед маркой холодильной машины или компрессора соответствует числу машин; например 9 × ХМ22ФУ × 300—девять холодильных машин марки ХМ22ФУ × 300 или 5 × ЦК-100/5,5—пять компрессоров ЦК-100/5,5.

2. ВТ—вихревая труба.

ваемого воздуха обычно используют вихревые трубы. В режиме охлаждения температуру регулируют подмешиванием к охлажденному потоку части нагретого потока; остальную часть потока выбрасывают в атмосферу. Соответственно в режиме нагрева подмешивают к нагретому потоку часть охлажденного. В большинстве случаев свежий воздух после регулятора температуры направляется в инжектор, где он подсасывает воздух находящийся в пододежном пространстве. Инжектор позволяет уменьшить контрасты температур без увеличения расхода сжатого воздуха. Естественно, применение инжектора сопряжено с повышением давления на выходе охлаждаемого потока из вихревой трубы. При создании переносного кондиционера необходимо также предусматривать ручную поднастройку режима работы в зависимости от самочувствия человека, тяжести выполняемой работы и теплового режима в рабочем помещении.

Расчетные режимы, по которым выбирают параметры кондиционера, соответствуют наиболее тяжелым условиям работы. При охлаждении расчетная холодопроизводительность

$$Q_k = \mu G_c (i_k - i_x) + Q_b, \quad (80)$$

где i_k — энтальпия воздуха на выходе из защитного снаряжения при работе на расчетном режиме; $Q_b = \mu G_c c_p (T_0 - T_k)$ — потеря холода с воздухом, выходящим из защитного снаряжения (T_k — температура выходящего воздуха).

В ряде случаев рационально использовать так называемые шланговые кондиционеры, в которые подается сжатый воздух из пневмосети по гибкому шлангу. От длины последнего зависят размеры зоны, обслуживаемой одним человеком. Удачная конструкция шлангового кондиционера разработана Л. С. Кеконеном [19] для защитного снаряжения, применяемого при очистных и покрасочных работах в закрытых помещениях. Расход сжатого воздуха 12,6 кг/ч при давлении 0,35 МПа. Кондиционер может обеспечивать охлаждение или нагрев подаваемого воздуха на 15—25 К. Одна из наиболее интересных конструктивных особенностей кондиционера — использование вихревой трубы с изогнутой камерой разделения. В работе [19] приведены сведения, позволяющие оценить влияние угла и ра-

друса изгиба камеры на эффективность энергетического разделения в вихревой трубе. Применение таких труб облегчает компоновку их с другим оборудованием, позволяет уменьшить суммарные размеры изделий. Основная масса кондиционера сосредоточена в подводящем шланге. При требуемой длине массу можно уменьшить только уменьшением диаметра шланга, в связи с чем необходима оценка гидравлических потерь. Снижение давления в подводящем шланге

$$p/p_1 = [1 + 0,47\lambda(l/D)(D_c/D)^4]^{0,5}, \quad (81)$$

где p и p_1 — давление соответственно в начальном сечении шланга и перед соплом; $\lambda = f(Re)$ — коэффициент скорости; l — длина шланга; $D_c = \sqrt{4F_c/\pi}$ — условный диаметр сопла; D — внутренний диаметр шланга.

При $D_c/D \leq 0,2$ отношение p/p_1 значительно отличается от единицы и наличие шланга достаточно большой длины не влияет заметно на работу кондиционера.

Из уравнений материального и теплового балансов выводят зависимости для расчета температуры воздуха на выходе из смесителя кондиционера: в режиме соответственно нагрева потока и охлаждения

$$T_{\text{кп}} = \frac{\mu' \mu T_x + (1 - \mu) T_r}{\mu' \mu + (1 - \mu)};$$

$$T_{\text{ко}} = \frac{\mu T_x + \mu' (1 - \mu) T_r}{\mu + \mu' (1 - \mu)};$$

здесь $\mu' = G'_x/G_x = G'_r/G_r$ — доля воздуха охлажденного или нагретого потока, выбрасываемого в атмосферу.

В Индии для работы при высоких температурах применяют переносные шланговые кондиционеры, которые называют охлаждающими поясами [35]; в данном случае отсутствует защитный костюм. Переносной кондиционер создает зону с пониженной температурой воздуха в непосредственной близости от работающего. Выпускают две модели охлаждающих поясов. Применение таких кондиционеров связано с использованием устройств, обеспечивающих заданное поле температур в зоне охлаждения. В противном случае переохлаждение отдельных участков тела работающего приведет к тяжелым простудным заболеваниям. Результаты испытаний вихревых труб, комплектующих эти кондиционеры,

Параметры вихревых труб

Модель	p_c , МПа	T_c , К	T_x , К	T_r , К	G_c , кг/ч	μ
1	0,7	303	266	338	21	0,48
	0,55	305	276	342	16,5	0,56
	0,475	312	285	348	14,25	0,57
2	0,7	303	268	335	16,8	0,40
	0,55	309	281	336	13,2	0,51
	0,475	313	290	349	11,52	0,61

приведены в табл. 6. Вихревая труба массой 210 г, диаметром $D_c=8$ мм, общей длиной 75,5 мм закреплена на поясе и подсоединена диафрагмой к каналам в поясе высотой 2 см.

К шланговым кондиционерам можно отнести также используемые в медицине гипотермические аппараты. Один из первых, наиболее интересных аппаратов разработан Ю. Г. Иртыковым и А. П. Меркуловым [19]. Атмосферный воздух подается вакуумным насосом в сопло вихревой трубы. Охлажденный поток используется для отбора теплоты от объекта охлаждения, смешивается с нагретым и подается на вход вакуум-насоса. Параметры гипотермического аппарата: $\epsilon=2,18$; $\Delta T_x=17$ К, $G_c=3,85$ кг/ч. Основное преимущество такого аппарата — простота конструкции. В других аппаратах используют сжатый воздух. Для обслуживания их необходим компрессор с концевым холодильником. В рассматриваемом кондиционере холодильника нет. Нагревающийся при сжатии в вакуум-насосе воздух выбрасывается в атмосферу.

Баллонные переносные кондиционеры применяют в случаях, когда расстояние, на которое перемещается работающий, превышает допустимую длину шланга. Кондиционер работает за счет запаса сжатого воздуха, закачиваемого в баллон перед началом работы. Повышенная удельная холодопроизводительность объясняется необходимостью уменьшения массы кондиционера. Это приводит к увеличению разности температур воздуха в пододежном пространстве и свежего воздуха перед входом в защитное снаряжение. Следовательно,

эжектор или инжектор — обязательный элемент кондиционера. Он обеспечивает рециркуляцию воздуха и уменьшает контрасты температур в пододежном пространстве до значений, соответствующих медико-биологическим требованиям. На переноску кондиционера человек затрачивает дополнительную работу. В этом случае положительный эффект дают только те мероприятия, при реализации которых прирост холодопроизводительности превышает тепловыделения, вызванные переноской дополнительного груза. Именно это обстоятельство определяет специфику схемы и рабочего процесса баллонного кондиционера.

Рассмотрим некоторые особенности работы баллонного кондиционера. Начальное давление в баллоне принимают равным 25—35 МПа. В этом диапазоне чем больше давление, тем меньше удельная масса баллона. Выбор давления определен характеристикой запорного оборудования. Поэтому повышение начального давления в баллоне не следует считать доступным способом уменьшения массы кондиционера. Известные в настоящее время кондиционеры работают только в режиме охлаждения. Во время работы уменьшение давления воздуха в баллоне сопровождается снижением его температуры. В редукторе температура снижается в процессе дросселирования. Следующий этап производства холода — процесс энергетического разделения в вихревой трубе. Заключительный этап — испарение влаги с поверхности организма. В последнем случае кондиционер не сам производит холод, а лишь создает условия для испарения пота в пододежном пространстве.

Холодопроизводительность, полученную при идеальной организации всех процессов, назовем располагаемой холодопроизводительностью

$$Q_p = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4,$$

где $Q_1 = V_6 dp/d\tau$ — холодопроизводительность, определяющаяся снижением давления воздуха в баллоне (V_6 — объем баллона; p — текущее значение давления в баллоне); $Q_2 = c_p \Delta T_d G_c$ — холодопроизводительность, полученная в процессе дросселирования (T_d — интегральный эффект дросселирования); $Q_3 = (1 - \mu) (T_r - T_0) G_c c_p$ — холодопроизводительность, полученная при энергетическом разделении в вихревой трубе (T_0 — температура окружающей среды); $Q_4 = \mu G_c (d_k - d_n) r$ — хо-

лодопроизводительность от испарения влаги с поверхности организма (d_k — влагосодержание воздуха, выбрасываемого из снаряжения; $d_n \approx 0$ — влагосодержание воздуха в баллоне; r — теплота парообразования).

Для используемого в настоящее время оборудования Q_1 составляет 50—55%, Q_2 —8—12%, Q_3 —10—15%, Q_4 —15—25% располагаемой холодопроизводительности. В реальном кондиционере полезно используется лишь часть произведенного холода. В качестве примера рассмотрим схему кондиционера, который состоит из баллона, редуктора, вихревой трубы, регулятора температуры и эжектора или инжектора. В таком кондиционере температура сжатого воздуха перед редуктором снижается всего на 3—8 К, что соответствует полезному использованию 2—4% располагаемой холодопроизводительности. Остальная часть холода, произведенного вследствие снижения температуры воздуха в баллоне, теряется на компенсацию теплопритоков к баллону и подводным трубкам, на охлаждение конструкции.

Температура воздуха на входе в сопло вихревой трубы T_c всегда ниже температуры окружающей среды T_0 . Разность температур $T_0 - T_d$ в начале работы растет из-за снижения температуры воздуха, уменьшения интегрального эффекта дросселирования ΔT_d , вызванного снижением перепада давления в редукторе. Наличие разности $T_0 - T_c$ приводит к уменьшению холодопроизводительности вихревой трубы из-за уменьшения $T_r - T_0$. При такой организации рабочего процесса увеличение двух первых составляющих располагаемой холодопроизводительности (Q_1 и Q_2) неизбежно приводит к уменьшению Q_3 . Значение четвертой составляющей холодопроизводительности (Q_4) не зависит от протекания рассмотренных процессов и определяется только совершенством вентиляции поддежного пространства и температурой воздуха, выходящего из защитного снаряжения. Для принятой схемы баллонного кондиционера суммарная холодопроизводительность может составлять 30—40% располагаемой холодопроизводительности.

Один из методов увеличения полезно используемой холодопроизводительности — применение теплообменника, в котором рециркулирующий воздух охлаждается, отдавая теплоту свежему воздуху, выходящему из редуктора. Подогрев свежего воздуха перед соплом вихревой трубы позволяет сократить или полностью

исключить уменьшение Q_3 при полезном использовании Q_1 и Q_2 . В кондиционерах с теплообменником на рециркуляционном потоке полезно используемая холодопроизводительность составляет 38—57% располагаемой.

Дальнейшего повышения эффективности работы можно достичь более полным использованием составляющей Q_1 . Для этого нужно весь рециркуляционный поток или часть его направлять в рубашку баллона. В рубашке рециркулирующий воздух охлаждается за счет теплообмена со стенками баллона. Уменьшаются потери холода вследствие теплопритоков из окружающей среды. В кондиционере с теплообменником и баллоном, омываемым рециркуляционным воздухом, полезно используемая холодопроизводительность может составлять 65—80% располагаемой.

В принципе можно создать баллонный кондиционер и без вихревой трубы. Он будет состоять из баллона, редуктора, эжектора (или инжектора) и устройства для регулирования температуры воздуха на входе в защитное снаряжение. Для регулирования температуры можно использовать заслонку, создающую дополнительное гидравлическое сопротивление на линии рециркуляционного воздуха. Включение в состав кондиционера вихревой трубы всегда дает положительный эффект. Вихревая труба увеличивает в 1,3—1,5 раза действительную удельную холодопроизводительность (отнесенную к 1 кг сжатого воздуха). Так как масса вихревой трубы мала, то такое усовершенствование всегда приводит к уменьшению общей массы кондиционера. Уменьшение работы на переноску кондиционера уменьшает тепловыделения человека, что позволяет дополнительно снизить расход сжатого воздуха. Использование вихревой трубы существенно улучшает качество регулирования теплового режима в поддежном пространстве. Наличие нагретого и охлажденного потоков позволяет регулировать входные параметры воздуха без воздействия на рециркуляционный поток, т. е. без ухудшения условий отвода теплоты и влаги от отдельных участков поверхности.

Усовершенствование кондиционера включением в его состав теплообменника на рециркуляционном потоке дополнительно повышает удельную холодопроизводительность в 1,2—1,3 раза. Однако масса теплообменника в несколько раз больше массы вихревой трубы, что

существенно снижает положительный эффект от усовершенствования. Наиболее рационально применять теплообменник в кондиционерах с длительным рабочим периодом, а также в случаях, когда дополнительная работа на переноску кондиционера существенно меньше энергии, необходимой для выполнения основного производственного процесса. Охлаждение рециркуляционного потока отводом теплоты к стенкам баллона повышает удельную холодопроизводительность в 1,5—2,0 раза. Такой способ повышения эффективности кондиционера пока не используют на практике. Для его осуществления необходимо заключать баллон в герметичную теплоизолированную рубашку, сообщающуюся с объемом пододежного пространства, поэтому суммарная масса конструкции, несмотря на столь значительное повышение удельной холодопроизводительности, возрастает.

Наиболее рационален отвод теплоты к стенкам баллона при кондиционировании герметичных кабин транспортных средств. Но такой кондиционер не следует относить к разряду переносных, так как его монтируют на транспортном средстве и человек не затрачивает энергию на переноску кондиционера.

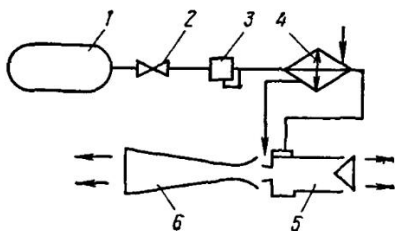
Несколько вариантов отечественных переносных кондиционеров, разработанных Р.С. Тер-Ионесяном [32], предназначены в основном для отвода теплоты из пододежного пространства. Окружающий атмосферный воздух не содержит вредных примесей, поэтому рециркуляция заменена инжектированием атмосферного воздуха в защитное снаряжение. Благодаря инжектированию был увеличен расход воздуха через пододежное пространство и соответственно уменьшены температурные перепады на поверхности одежды. В этом случае при расчете холодопроизводительности нужно учитывать дополнительную составляющую

$$Q_5 = G_a (i_k - i_0) = G_a [r (d_k - d_0) - c_p (T_0 - T_k)],$$

где G_a и d_0 — расход и влагосодержание атмосферного воздуха; i_k и i_0 — энтальпия воздуха, выходящего из снаряжения, и атмосферного; r — скрытая теплота парообразования.

При некоторых сочетаниях температуры в пододежном пространстве, температуры и относительной влажности ϕ атмосферного воздуха $Q_5 < 0$. В этом случае инжектирование атмосферного воздуха приводит не к

Рис. 75. Схема автономного кондиционера



увеличению, а к уменьшению холодопроизводительности кондиционера. Например, если температура воздуха на выходе из пододежного принята равной 298 К, то холодопроизводительность уменьшается при $T_0=303$ К и $\phi < 0,65$; $T_0=313$ К и $\phi < 0,30$; $T_0=323$ К и $\phi > 0,15$. Из этих данных следует, что при наиболее вероятных условиях эксплуатации кондиционера инжектирование атмосферного воздуха сопряжено с потерей части холодопроизводительности. По этой причине в данном случае от мероприятий, направленных на повышение удельной холодопроизводительности, получают меньший эффект, чем в кондиционерах с рециркуляцией воздуха в пододежном пространстве.

Кондиционер, разработанный Р. С. Тер-Ионесяном (рис. 75), состоит из баллона 1 сжатого воздуха, запорного клапана 2, редуктора 3, воздухо-воздушного теплообменника 4, вихревой трубы 5 и инжектора 6. Включение теплообменника в состав кондиционера позволило увеличить расход инжектируемого из атмосферы воздуха в 1,4—1,5 раза. В работе [32] изложены материалы исследований, направленных на уточнение взаимосвязи характеристик вихревой трубы, теплообменника и инжектора, изучение влияния на работу кондиционера гидравлического сопротивления защитного снаряжения.

4.3. Установки для разделения газовых смесей

Из установок с вихревыми аппаратами для разделения газовых смесей наибольшее применение получили установки для очистки природного и нефтяного газа от конденсирующихся компонентов. Добываемый природный и попутный (нефтяной) газ в большинстве случаев содержит большое количество воды и тяжелых углеводородов (три и более атомов углерода в одной молекуле), которые при определенных соотношениях да-

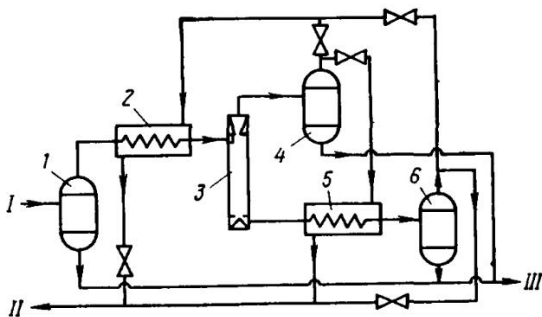


Рис. 76. Схема опытной установки МЭИ:

I — газ из скважины; *II* — отсепарированный газ; *III* — конденсат

ления и температуры газа могут конденсироваться, образовывать твердые гидраты и жидкие эмульсии. Это создает трудности при транспортировании газа и при работе различных узлов оборудования газопровода. В то же время выделяющийся конденсат представляет собой высококачественное сырье для получения ценных продуктов.

Углеводородный газ очищают его охлаждением и отделением конденсата. На рис. 76 приведена схема первой в СССР опытной установки, разработанной в МЭИ. Природный газ из скважины проходит сепаратор 1, где отделяются содержащиеся в газе капельная влага и углеводородный конденсат, и поступает в теплообменник 2. Здесь газ охлаждается с выделением конденсирующихся компонентов. Образовавшаяся двухфазная смесь подается в вихревую трубу 3, где происходят два процесса — отделение жидкой фазы и охлаждение части газа в результате вихревого эффекта. При охлаждении газа часть составляющих его компонентов конденсируется. Охлажденный поток из вихровой трубы поступает в сепаратор 4, где отделяется конденсат. Часть очищенного газа из сепаратора 4 возвращается в теплообменник 2 для охлаждения исходной газовой смеси. Нагретый поток из вихровой трубы поступает в теплообменник 5, где охлаждается частью охлажденного газа, выходящего из сепаратора 4. В сепараторе 6 из нагретого потока выделяется жидкая фаза. Очищенный газ из сепаратора 6 полностью или частично выводится из установки, а также может подаваться вместе с охлажден-

ным потоком из сепаратора 4 в теплообменник 2. Отделенный конденсат из сепараторов 4 и 6 выводится из установки.

Диаметр использованной в установке вихревой трубы $D_0=0,045$ м, площадь соплового ввода $F_c=102 \cdot 10^{-2}$ м², длина камеры энергетического разделения $L=0,4$ м, диаметр отверстия диафрагмы $D_x=0,025$ м. Испытания установки проводили при следующих параметрах природного газа на входе в вихревую трубу: $p_c=14,5$ МПа, $T_c=328$ К. Давление охлажденного потока на выходе из вихревой трубы $p_x=2,8$ МПа. Суточный расход природного газа через установку 390 тыс. м³ при нормальных условиях. При испытаниях установки изучали эффективность выделения конденсата, а также исследовали его распределение по охлажденному и нагретому потокам, выходящим из вихревой трубы. Максимальный эффект охлаждения газа в вихревой трубе $\Delta T_x=55\ldots 60$ К при относительном расходе охлажденного потока $\mu=0,6\ldots 0,8$. В установке выделялось 22—29 м³ конденсата в сутки: из них 12—18 м³ выделялось в сепараторе 1, а остальная часть при охлаждении газа в теплообменнике 2 и вихревой трубе 3.

Суммарное количество конденсата, выводимого из сепараторов 4 и 6, зависит от режима работы вихревой трубы и достигает максимума при $\mu \approx 0,6$ (рис. 77); $q=Q_k/G$, где Q_k — количество выделенного конденсата, м³/сут; G — расход газа через установку, м³/сут. Значение $\mu=0,6$ соответствует режиму максимальной холодопроизводительности неохлаждаемой трубы. Абсолютное максимальное количество конденсата, выделяемого в теплообменнике и в вихревой трубе, составляло 10,6 м³/сут, что, как указывают создатели установки, на 30—35% больше, чем при охлаждении газа дросселированием. Испытания установки показали, что основная масса конденсата (до 90%), вносимого в вихревую трубу и выделяющегося в ней, выводится с нагретым потоком. Количество конденсата, выделяющегося из охлажденного потока, составило 1,5—2,5 м³/сут при $\mu > 0,5$ и слабо зависело от параметра μ . Содержание конденсата в нагретом потоке существенно определяется его расходом. Максимальное количество конденсата выводится при $\mu < 0,5$. При уменьшении расхода нагретого потока содержание конденсата в нем уменьшается. Так, при увеличении μ с 0,53 до 0,98 количество конденсата

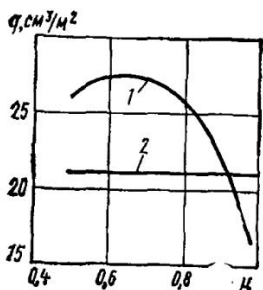


Рис. 77. Зависимость удельного количества конденсата от доли охлажденного потока:

1 — в установке МЭИ; 2 — при дросселировании

уменьшается с 10 до 4 м³/сут. Это объясняется уменьшением общего количества выделяющегося конденсата (см. рис. 77) из-за уменьшения холодопроизводительности вихревой трубы. Распределение конденсата

между охлажденным и нагретым потоками меняется не столь значительно (см. рис. 52, кривая 2).

Как отмечено выше, вихревая труба в рассматриваемой установке выполняет функции сепаратора и охладителя. В гл. 3 указано, что такое сочетание функций вихревой трубы нецелесообразно, так как, с одной стороны, наличие жидкости в исходной смеси снижает эффект температурного разделения, а с другой — отвод жидкости вместе с нагретым потоком сопровождается ее частичным испарением. Этих недостатков лишена установка, испытанная А. Н. Черновым. Она предназначена для выделения углеводородного конденсата изпутного нефтяного газа с относительно высоким содержанием конденсирующихся компонентов (до 100—1000 г/м³) при давлении 3,6 МПа. Как установка МЭИ, эта установка включала теплообменник для охлаждения сжатого газа охлажденным потоком, вырабатываемым вихревой трубой. Выделившийся в теплообменнике конденсат отделялся в сепараторе, установленном перед входом в вихревую трубу, так что в последнюю поступала однофазная газовая смесь. Отличительной особенностью установки являлось также использование трехпоточной вихревой трубы (см. рис. 54), позволяющей выводить образовавшийся в камере разделения конденсат отдельно от нагретого потока. Конденсат отбирался из конденсатосборника вихревой трубы, а также из сепаратора 4 охлажденного потока (см. рис. 76).

Таким образом, в установке А. И. Чернова вихревая труба выполняла в первую очередь функцию охладителя газовой смеси. Основное количество конденсата выделялось в теплообменнике и отводилось из сепаратора сжатой смеси. В вихревой трубе сепарировалась в

основном жидкость, выделившаяся в результате охлаждения газа под действием вихревого эффекта. Конструкция вихревой трубы и условия проведения испытания установки описаны в п. 3.2. Испытания показали, что в установках с предварительным отделением конденсата на входе в вихревую трубу, выполненную по трехпоточной схеме, степень извлечения (отношение содержания компонентов в выводимом конденсате к содержанию их в исходном газе) тяжелых углеводородов может достигать 45% (табл. 7). При этом основная масса конденсата (до 80%) выделяется в теплообменнике сжатой газовой смеси.

Таблица 7

Эффективность выделения тяжелых компонентов из нефтяного газа

Степень расширения газа в вихревой трубе	Оптимальная массовая доля газа, выводимого из вихревой трубы вместе с конденсатом	Максимальная степень извлечения пропана и более тяжелых компонентов, %
3	0,12	27,5
5	0,145	42,0
8	0,16	45,6

В ряде химических производств исходная газовая смесь дросселируется с высокого давления (например, давления транспортирования) до рабочего (0,1—0,8 МПа). Этот перепад давлений можно утилизировать в вихревых аппаратах для осушки, очистки и предварительного разделения перерабатываемого газа. Группа сотрудников ГИАП под руководством И. Л. Лейтеса разработала и внедрила установки с вихревым холодильным аппаратом, используемые в различных химических процессах. В этих установках вихревую трубу применяют преимущественно для получения охлажденного газа, который используют для охлаждения исходной смеси. Выделяющийся при этом конденсат отделяется, как правило, в сепараторе, установленном перед вихревой трубой.

На рис. 78 приведена схема установки для очистки природного газа от высших углеводородов и сернистых соединений перед переработкой газа в процессе производства аммиака. Природный газ, содержащий 7—

10 г/м³ высших углеводородов, под давлением 1,4—3,5 МПа через теплообменник 1 и сепаратор 2 подается в вихревую трубу 3, где расширяется до давления 0,7—0,05 МПа и разделяется на два потока — охлажденный и нагретый. Охлажденный поток через сепаратор 5 поступает в теплообменник на охлаждение сжатого газа, откуда, смешиваясь с нагретым потоком, подается на переработку. Конденсирующиеся компоненты выделяются в основном при охлаждении газа в теплообменнике 1. Конденсат собирается в полостях теплообменника и в сепараторе 2, откуда периодически сливается в конденсатосборник 4. Меньшая часть конденсата образуется при охлаждении части газа в вихревой трубе. Конденсат, уносимый охлажденным потоком, улавливается в сепараторе 5, откуда также сливается в сборник 4. Вихревая труба имеет цилиндрическую камеру диаметром $D_0=0,07$ м и длиной $L=1,9$ м. Диаметр диафрагмы $D_x=0,037$ мм, площадь соплового ввода $F_c=200$ мм² ($b/h=2$). Расход перерабатываемого природного газа 5000 м³/ч при нормальных условиях. При степени расширения $\epsilon=3,2$ максимальная разность температур исходного газа и охлажденного потока $\Delta T=69$ К при доле охлажденного потока $\mu=0,7$.

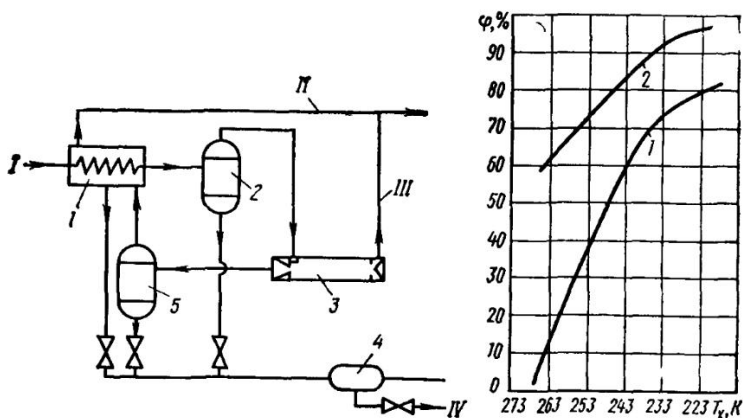


Рис. 78. Схема установки для очистки природного газа:
I — сжатый газ; II — охлажденный поток; III — нагретый поток; IV — конденсат

Рис. 79. Зависимость степени извлечения углеводородов от температуры охлажденного потока

На рис. 79 приведена зависимость степени извлечения углеводородов $\varphi = (y_{вх} - y_x) / y_{вх}$ (где $y_{вх}$ и y_x — концентрация углеводородов соответственно в исходном газе и в охлажденном газовом потоке) от температуры охлажденного потока на выходе из вихревой трубы. Эффективное извлечение углеводородов с шестью и более молекулами углерода достигается при температуре охлажденного потока $T_x = 213...233$ К и составляет 92—98% (рис. 79, кривая 2). Полученные при испытании установки данные дают полезную информацию об изменении компонентного состава выделяемого конденсата в зависимости от степени охлаждения газа. Кривая 1 на рис. 79 отражает зависимость $\varphi = f(T_x)$ для группы углеводородов $C_6 - C_8$, имеющих наиболее низкую температуру конденсации. Сравнение значений φ по кривым 1 и 2 показывает, что по мере снижения T_x конденсат, сначала содержащий тяжелые компоненты, обогащается более легкими компонентами, имеющими более низкую температуру конденсации. Таким образом, варьируя температуру охлажденного потока, можно получать конденсат с заданным компонентным составом.

Описываемая установка не включала устройств для отделения конденсата, содержащегося в нагретом потоке, который смешивался с очищенным газом; поэтому часть выделившегося в вихревой трубе конденсата (наиболее легкие углеводороды) терялась. Степень извлечения φ рассчитывали по концентрациям углеводородов в исходной газовой смеси и в газе охлажденного потока, т. е. не учитывали потери конденсата с нагретым потоком. Таким образом, приведенные на рис. 79 значения φ следует рассматривать как возможные, особенно для низкокипящих компонентов.

Для эффективной очистки углеводородных газов можно рекомендовать применение в установках трехпоточной вихревой трубы. Если установка предназначена для выделения углеводородного конденсата как целевого продукта, то схему установки следует выбирать в зависимости от заданного компонентного состава конденсата. Высококипящие углеводороды необходимо выделять после теплообменника, установленного перед входом в вихревую трубу. При этом важно установить такой режим работы, чтобы температура охлажденного потока не была ниже температуры конденсации невыделяемых низкокипящих компонентов. Это обеспечит

максимальную холодопроизводительность вихревой трубы. При выделении низкокипящих углеводородов целесообразно применять трехпоточную вихревую трубу, а выделяемый в теплообменнике конденсат, состоящий из тяжелых компонентов, желательно использовать для охлаждения камеры энергетического разделения вихревой трубы или для охлаждения нагреваемого потока при выделении образующегося в нем конденсата.

При низких температурах часть углеводородов выделяется в твердом виде, что нарушает нормальный режим работы аппаратов установки и требует периодического их отогрева. В описываемой установке ее отогрев производится с помощью так называемой симметричной вихревой трубы, имеющей одну диафрагму с симметрично расположенными по отношению к ней камерами разделения, каждая из которых имеет отдельный сопловой ввод. Переключением вентилей на подводящих трубопроводах можно направить нагретый поток газа по линии охлажденного потока. При степени расширения $\epsilon=3,5$ разность температур нагретого потока и исходного газа составляла 55—60 К ($1-\mu=0,2...0,3$).

В производстве аммиака вместе с продувочными газами теряется часть продукта. Для предприятия средней производительности эти потери могут составлять до 4000 т аммиака в год. Так как синтез аммиака проводят при давлении 30 МПа, а продувочный газ дросселируется до атмосферного давления, целесообразно использовать перепад давлений для реализации вихревого эффекта с целью выделения аммиака из продувочного газа.

И. Л. Лейтес с соавторами разработал установку для выделения аммиака из продувочного газа с использованием двухступенчатого охлаждения в вихревых трубах (рис. 80). Продувочный газ, содержащий до 10% аммиака, под давлением до 30 МПа при температуре 298—303 К подается в теплообменник 1, где охлаждается до температуры 289—291 К. При этом часть аммиака конденсируется, и его концентрация в газе уменьшается до 5,5%. Затем продувочный газ поступает в испаритель 2, где охлаждается до температуры 273 К жидким аммиаком, кипящим при давлении 0,3 МПа и получаемым в этой же установке. Далее газ подается в теплообменник 3, где охлаждается до температуры

лаждаемого газа рекомендации по проектированию, полученные при относительно низком давлении рабочего тела (см. гл. 2).

Содержащаяся в природном газе широкая фракция высших углеводородов представляет собой ценный продукт. Его применяют в различных химических процессах, например при производстве синтетических каучуков, бензина, дизельного топлива и др. В связи с этим выделяемый при очистке природного газа конденсат стремятся использовать для дальнейшей переработки. Иногда целесообразно разделять конденсат на отдельные фракции с различным содержанием компонентов. Такое разделение возможно при определенных сочетаниях давления и температуры перерабатываемого газа, когда конденсируются преимущественно желаемые компоненты. Кроме того, получаемый конденсат можно подвергать предварительной обработке, например, частично газификации, используя теплоту нагретого потока газа, вырабатываемого вихревой трубой.

Фирмой «Хэлибертон» (США) запатентована установка для восстановления конденсируемых компонентов природного газа [Пат. 4026120 (США)]. Исходный газ с давлением, например, 3,4 МПа и температурой 288—310 К подается в низкотемпературный сепаратор 1 (рис. 81), где охлаждается до температуры 283—302 К с частичной конденсацией высококипящих компонентов. Выделившийся конденсат отделяется в сепараторе 2, а газ направляется в теплообменник 3 на дальнейшее ох-

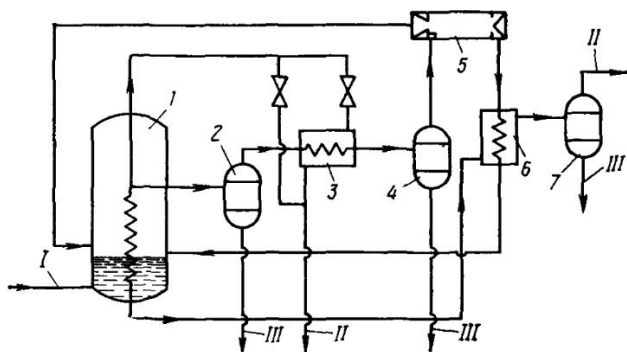


Рис. 81. Схема установки для переработки природного газа:
I — исходный газ; II — газообразный продукт; III — жидкий продукт

лаждение и конденсацию. Образующаяся газо-жидкостная смесь проходит сепаратор 4, где жидкость отделяется от газа. Жидкий продукт из сепаратора 4, содержащий низкокипящие компоненты разделяемой смеси, выводится из установки, а охлажденный газ подается в вихревую трубу 5. Здесь он расширяется до давления около 1,7 МПа и разделяется на охлажденный и нагретый потоки. Охлажденный поток газа температурой до 256 К в количестве до 60% расхода сжатого газа вместе с выделившимся в вихровой трубе конденсатом направляется в сепаратор 1 на охлаждение исходного сжатого газа. В сепараторе 1 отделяется также жидкость, вносимая охлажденным потоком. Собирающийся в нижней части сепаратора 1 конденсат содержит наиболее низкокипящие компоненты перерабатываемого газа. Его концентрацию можно менять частичным испарением в теплообменнике 6 нагретым потоком газа из вихровой трубы 5, так что из сепаратора 7 можно выводить жидкий и газообразный продукты различной концентрации. Нагретый поток из вихровой трубы 5 через теплообменник 6 поступает в сепаратор 1, где смешивается с охлажденным потоком. Очищенный газ из сепаратора 1 через теплообменник 3 выводится из установки в виде газообразного продукта.

Отличительной особенностью установки является то, что расходуемый на конденсацию газа холод производится лишь за счет дроссель-эффекта. Вихровая труба предназначена для создания необходимого сочетания давления и температуры, обеспечивающего возможность выделения нужного компонента смеси. В вихровой трубе конденсируются наиболее низкокипящие компоненты причем, изменяя эффект охлаждения (например, изменением параметра μ), можно получать фракции низкокипящих углеводородов с различным компонентным составом. В этой установке используется не только холод, вырабатываемый вихровой трубой, но и теплота нагретого потока для регулирования состава легкой фракции выделяемого конденсата. Таким образом, в рассматриваемой установке углеводородный конденсат выделяется и перерабатывается.

При расчете установок для выделения конденсирующихся компонентов газовой смеси определяют количество продукционного конденсата или температуру охлажденного потока вихровой трубы, в конечном счете, за-

висящую от количества полученного конденсата. При этом необходимо согласовать холодопроизводительность вихревой трубы с теплотой, отводимой в теплообменнике от сжатого перерабатываемого газа. Упрощенно расчетную схему установки можно представить как состоящую из последовательно соединенных по линии сжатого газа теплообменника-конденсатора, отделителя жидкого продукта и вихревой трубы, которая вырабатывает холодный газ для охлаждения исходной смеси.

Исходные данные для расчета: состав перерабатываемой газовой смеси, ее давление p_0 и температура T_0 на входе в установку; давление охлажденного потока p_x ; недорекуперация на теплом конце теплообменника ΔT_r , теплопритоки из окружающей среды Q_0 . Расчет выполняют вариационным методом. Вначале задаются долей охлажденного потока μ . По методике, изложенной в п.п. 3.2 и 3.3, выполняют термодинамический расчет вихревой трубы и определяют параметры охлажденного и нагретого потоков, а для вихревой трубы с выводом конденсата — также параметры жидкостного и газового потоков, выводимых из конденсатосборника. Температуру сжатого газа на входе в сопловой ввод вихревой трубы принимают равной температуре конденсации выделяемых компонентов. Из уравнения энергетического баланса установки определяют относительное количество выводимого конденсата:

при отсутствии вывода конденсата из вихревой трубы

$$k_T = \frac{T_0(c_{p0} - \mu c_{px}) + \mu c_{px} \Delta T_r - (1 - \mu) T_r c_{pr} + q_0}{T_c c_{pc} + r_k - (1 - \mu) T_r c_{pr} - \mu c_{px} (T_0 - \Delta T_r)}; \quad (82)$$

при отводе конденсата из вихревой трубы

$$k_\Sigma = [T_0(c_{p0} - \mu c_{px}) + \mu c_{px} \Delta T_r - (1 - \mu - \beta_k \xi_k - \mu_3) \times \\ \times T_r c_{pr} - (\beta_k \xi_k + \mu_3) T_3 c_{p3} - \beta_k \xi_k r'_k + q_0] [T_c c_{pc} + \\ + r_k - (1 - \mu - \beta_k \xi_k - \mu_3) T_r c_{pr} - (\beta_k \xi_k - \mu_3) \times \\ \times T_3 c_{p3} - \beta_k \xi_k r'_k - \mu c_{px} (T_0 - \Delta T_r)]^{-1}. \quad (83)$$

Здесь $k_T = G_{k-T}/G_0$; $k_\Sigma = k_T + k_{BT}$; $k_{BT} = G_{k-BT}/G_0$; $q_0 = Q_0/G_0$; $\beta_k = G_{k-w}/G_c$ (G_0 и G_c — расход перерабатываемого газа на входе соответственно в установку и в вихревую трубу, кг/с; G_{k-T} , G_{k-BT} , G_{k-w} — расход конденсата, выводимого соответственно из сепаратора установки, конден-

сатосборника вихревой трубы и в камере вихревой трубы в месте вывода конденсата, кг/с); r_k , r'_k — теплота парообразования соответственно исходной газовой смеси и газа, охлаждаемого в вихревой трубе, Дж/кг.

Далее проверяют сходимость энергетического баланса теплообменника установки

$$i_0 - i_c + k_T r_k = \mu (i_c - i_x - \Delta T_{\text{ТРХ}}),^1 \quad (84)$$

где i_0 , i_c и i_x — удельная энтальпия соответственно исходной смеси, газа на входе в вихревую трубу, охлажденного потока на входе в теплообменник, Дж/кг.

Если расхождение баланса превышает допустимое, то принимают новое значение μ и расчет повторяют. Для удобства расчета можно строить зависимости $T_x = f(\mu)$ по данным расчета вихревой трубы и с учетом баланса теплообменника (84). Абсцисса точки пересечения кривых дает искомое значение μ .

Простейший способ применения вихревой трубы (вихревого ректификатора) в воздухоразделительных установках заключается в ее использовании для предварительного обогащения кислородом воздуха, подаваемого в ректификационную колонну. На рис. 82 дана схема установки для получения кислорода. Сжатый воздух из компрессора 1 последовательно охлаждается в теплообменнике 2 и испарителе ректификационной колонны 3, а затем поступает в вихревой ректификатор 6. Здесь он разделяется на газообразный азотный и жидкий кислородный потоки. Жидкий обогащенный кислородом воздух переохлаждается азотным потоком в теплообменнике 4 и вводится в колонну 3. Азотный поток частично подается в криогенную машину 5, где сжижается и поступает в ректификационную колонну

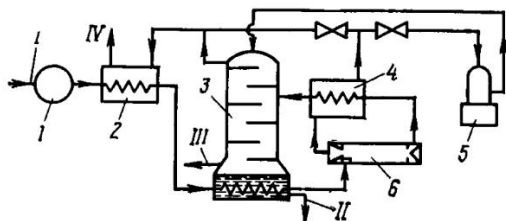


Рис. 82. Схема установки для получения кислорода:

I — воздух; II — жидкий кислород; III — газообразный кислород; IV — отбросный газ

на орошение. Остальная часть азотного потока смешивается с отбросным газом из колонны и подается в теплообменник 2 для охлаждения сжатого воздуха. Введенный в колонну жидкий воздух, смешиваясь с флегмой, стекает по тарелкам в нижнюю часть колонны и обогащается кислородом. В испарителе колонны скапливается жидкий кислород, который может подаваться потребителю в жидком или газообразном виде. Предварительное разделение воздуха в вихревом ректификаторе позволяет уменьшить число тарелок колонны и снизить ее сопротивление и давление сжатого воздуха, что повышает экономичность установки.

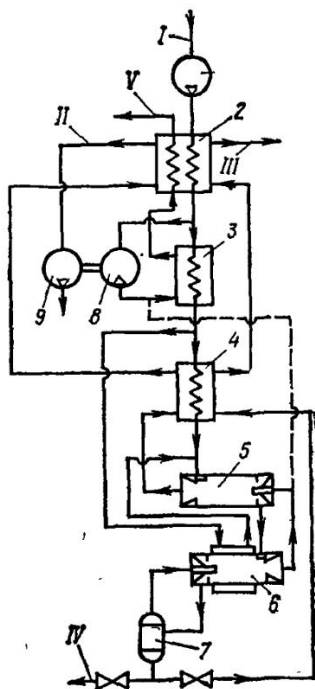
Для некоторых технологических процессов не обязательно использовать «чистые» продукты разделения воздуха; достаточно иметь обогащенный кислородом или азотом воздух. Так, в последние годы большое внимание уделяют созданию модифицированной атмосферы при хранении и транспортировании скоропортящихся продуктов. При этом хорошее качество продуктов сохраняется при содержании кислорода в атмосфере хранилища от 5 до 10%. Азот (90—95%-ный) можно использовать также в противопожарных целях, например, для заполнения танков и трюмов с легковоспламеняющимися грузами. Обогащенный кислородом воздух применяют в металлургической промышленности, для очистки водоемов от ядовитых соединений; можно использовать его для обеспечения жизнедеятельности человека. Как правило, для этого требуются малогабаритные установки с малой массой и относительно коротким пусковым периодом, обеспечивающие регулирование состава продуктов и способные функционировать в условиях эксплуатации транспортных средств. Этим требованиям могут отвечать воздухоразделительные установки с вихревым ректификатором. Действительно, по массе и габаритам вихревой ректификатор на порядок меньше ректификационных колонн. Исключение необходимости накопления жидкого воздуха в период пуска уменьшает его продолжительность. Наличие в камере разделения ректификатора сильного поля центробежных сил приводит к тому, что процесс разделения не зависит от пространственного положения аппарата, возможных вибрационных и ударных нагрузок.

На рис. 83 приведена схема воздухоразделительной установки с вихревыми ректификаторами. Сжатый воз-

Рис. 83. Схема воздухоразделительной установки:

I — воздух; *II* — азот; *III* — газообразный кислород; *IV* — жидкий кислород; *V* — отбросный газ

дух из компрессора *1* подается в теплообменник (вымораживатель) *2*, для охлаждения и очистки от примесей, например углекислого газа. Теплообменник *2* может быть рекуперативного или регенеративного типа, и осаждение примесей может происходить на насадке одного из переключающихся регенераторов или в одном из каналов реверсивного теплообменника. После теплообменника *2* поток воздуха разделяется на две части. Одна часть поступает в расширительную машину *8* (например, турбодетандер), где охлаждается с отдачей внешней работы. Охлажденный воздух



проходит последовательно теплообменники *3* и *2*, охлаждая сжатый воздух и вынося примеси, отделившиеся в теплообменнике *2*. Другая часть сжатого воздуха после теплообменника *2* проходит последовательно через теплообменники *3*, конденсатор *4* и в виде газожидкостной смеси поступает в вихревой ректификатор *5* на разделение. Здесь воздух разделяется на азотный и кислородный потоки, причем режим работы ректификатора (параметр μ) соответствует заданной концентрации продукционного азота. Кислородный поток в виде газожидкостной смеси подается на вторую ступень разделения в вихревой ректификатор *6*, в котором выделяется кислород требуемой концентрации. Продукционный кислород собирается в сепаратор *7*.

Количество жидкости, вводимой в ректификатор *6*, превышает оптимальное для проведения процесса разделения; поэтому ректификацию проводят при подводе теплоты извне. Для этого часть сжатого воздуха после теплообменника *3* подается в рубашку (или змеевик)

камеры разделения ректификатора, откуда направляется в вихревой ректификатор 5. При разделении воздуха в ректификаторе 6 получают «азотный» газовый поток, содержащий относительно большое количество кислорода. Для его извлечения этот газ поступает в камеру разделения ректификатора 5 со стороны выхода кислородного потока. С этой же целью пары кислорода из сепаратора 7 подаются в камеру разделения ректификатора 6. Газообразный продукционный азот, вырабатываемый в ректификаторе 5, проходит последовательно через конденсатор 4 и теплообменник 2 для охлаждения сжатого воздуха и направляется к потребителю. При этом азот может сжиматься в компрессоре 9, приводимым в движение расширительной машиной 8. Продукционный кислород может поступать к потребителю в жидком или, после газификации в конденсаторе 4 и теплообменнике 2, газообразном виде.

При термодинамическом расчете воздухоразделительной установки с вихревым ректификатором искомыми величинами являются расходы потоков, давления и температуры в отдельных частях установки; эти данные необходимы для расчета аппаратуры и выбора комплектующих установку машин. Исходными данными являются требуемые количество и качество (состав, давление и агрегатное состояние) продуктов разделения, а также принимаемые потери теплоты в окружающую среду, разности температур, гидравлические сопротивления, КПД машин.

В зависимости от производительности и состава продуктов разделения установки строят по схемам с различными узлами охлаждения (холодильными циклами) и ректификации. Максимальное давление сжатого воздуха определяется условием работы узла ректификации. Ранее (см. п. 3.3) показано, что оптимальная степень расширения воздуха в вихревом ректификаторе $\varepsilon=6$. Исходя из этого условия, определяют давление сжатого воздуха. При одноступенчатом разделении

$$p_b = (p_a + \Delta p_a) \varepsilon + \Delta p_b, \quad (85)$$

где p_b , p_a — давление воздуха после компрессора установки и азота на выходе; Δp_b , Δp_a — гидравлическое сопротивление линии разделяемого воздуха и азота.

При разделении в две ступени и выводе из установки азотного потока из ректификатора второй ступени

вместе с отбросным газом, используя в первом приближении уравнение $p_{c2} = (p_a + \Delta p_a) (0,33\varepsilon + 0,67)$, находят

$$p_b = [(p_{от} + \Delta p_{от}) \varepsilon - 0,67(p_a + \Delta p_a)] / 0,3 + \Delta p_b, \quad (86)$$

где p_{c2} — давление обогащенного кислородом воздуха на входе в вихревую трубу второй ступени; $p_{от}$ — давление отбросного газа на выходе из установки, Па; $\Delta p_{от}$ — гидравлическое сопротивление линии отбросного газа, Па.

Расход воздуха на разделение определяют, исходя из заданной концентрации целевых продуктов (см. рис. 60, а). Для установки одноступенчатого разделения при получении кислорода $G_c = G_k / (1 - \mu)$; здесь G_a и G_k — заданный расход азота и кислорода, кг/с. При двухступенчатом разделении независимым параметром является расход одного из продуктов. При заданном расходе азота расход воздуха $G_c = G_a / \mu$, а расход получаемого при этом кислорода

$$G_k = (1 - \mu_1)(1 - \mu_2) G_c, \quad (87)$$

где μ_1 и μ_2 — относительный расход (доля) «азотных» потоков вихревых ректификаторов первой и второй ступени.

Если задан расход кислорода, то расход воздуха

$$G_c = G_k / [(1 - \mu_1)(1 - \mu_2)]; \quad (88)$$

при этом количество вырабатываемого азота $G_a = \mu_1 G_c$.

При реализации в установке холодильных циклов высокого давления с дросселированием или циклов высокого и среднего давления с детандером расход перерабатываемого воздуха $G_b = G_c$, а давление сжатого воздуха определяется заданной холодопроизводительностью. При использовании цикла низкого давления с детандером только часть перерабатываемого воздуха может подаваться на разделение. Остальная часть поступает в детандер на расширение (см. рис. 83). При этом давление сжатого воздуха определяют из условия работы узла ректификации по выражениям (85) и (86), а его суммарный расход — из условия обеспечения заданной холодопроизводительности. Термодинамический расчет холодильного цикла выполняют по известным в криогенной технике методикам.

4.4. Осушка воздуха и газов

Наличие влаги в сжатом воздухе и других газах затрудняет их транспортирование и использование в технологических целях. Для отделения влаги предусматривают водомаслоотделители, устанавливаемые за концевыми холодильниками компрессоров. При идеальной работе этих аппаратов точка росы совпадает с температурой газа, т. е. вся влага, содержащаяся в выходящем из аппарата потоке, находится в парообразном состоянии. Однако в реальных аппаратах часто отделяют лишь 60—80% имеющейся в газе капельной влаги. И только в перспективных, разрабатываемых в настоящее время, аппаратах удается удалять до 95% конденсата, т. е. выходящий из водомаслоотделителя поток содержит пары влаги и капли конденсата. Количество отведенной влаги зависит от температуры газа, так как водомаслоотделители отделяют только жидкую фазу. Если температура на выходе высокая, конденсат в газе не образуется и, следовательно, не происходит отделения влаги в водомаслоотделителе.

Температура газа на выходе из концевого холодильника должна отличаться на 5—8 К от температуры охлаждающей воды. При воздушном охлаждении температура газа должна отличаться от температуры окружающего воздуха на 15—20 К, т. е. температура на входе в маслоотделитель зависит от температуры охлаждающей среды. Уменьшение расхода последней, а также загрязнение теплопередающих поверхностей вызывают дополнительное повышение температуры газа на входе в водомаслоотделитель; реальные значения этой температуры обычно 300—320 К, нередко 350 К. В связи с этим количество влаги, содержащейся в газе на выходе из водомаслоотделителя, весьма значительно. А температура газа в трубопроводе обычно выше температуры окружающего воздуха, т. е. транспортирование газа сопровождается его охлаждением, а следовательно, и конденсацией содержащихся в нем водяных паров.

Выделяющийся конденсат накапливается на отдельных участках трубопровода, увеличивая его гидравлическое сопротивление. Возможен периодический выброс конденсата, что нарушает нормальное протекание технологического процесса, а в ряде случаев создает ава-

рийную ситуацию. В связи с этим на промежуточных участках трубопровода и перед выходным вентилем сжатого газа приходится устанавливать дополнительные сборники конденсата. При продувке последних теряется значительная часть сжатого газа. Большой вред народному хозяйству наносит «промерзание» трубопроводов, т. е. забивка льдом разветвленных пневматических систем с участками большой протяженности. Вероятность промерзания возрастает в весенний и осенний периоды эксплуатации, когда суточные колебания температуры включают область положительных и отрицательных температур. В эти периоды относительно велики количество влаги во всасываемом компрессором воздухе и количество выделяющегося в трубопроводах конденсата, из которого в дальнейшем может образоваться ледяная пробка. В сильные морозы мало содержание влаги во всасываемом воздухе; это снижает вероятность забивки трубопровода. При прочих равных условиях увеличение амплитуды колебаний температуры окружающей среды и температуры сжатого воздуха в трубопроводе повышает вероятность забивки.

Наиболее часто с рассматриваемым явлением и его негативными последствиями приходится сталкиваться в Сибири и других районах с резко континентальным климатом. Трудно дать достаточно объективную оценку урона, наносимого народному хозяйству из-за фазовых переходов влаги в сжатых газах.

Рассмотрим несколько подробнее механизм забивки льдом трубопроводов. На участке, где температура стенок положительна, большая часть конденсата течет в виде пленки по стенке трубы, остальная часть движется в виде капель в потоке воздуха. Для простоты будем рассматривать в начале горизонтальный участок. В том месте, где температура стенки становится отрицательной, вода образует на стенках слой льда. Толщина слоя увеличивается из-за смещения жидкости из пленки с предшествующего участка и выделения капельной влаги из потока воздуха. Участок активного льдообразования ограничен с одной стороны сечением, где температура стенки уже стала отрицательной, и с другой стороны сечением, где температура в потоке становится отрицательной. Дальнейшее движение воздуха практически не вызывает накопления льда в трубопроводе. Образующиеся в потоке кристаллы имеют малые раз-

меры и не выделяются из потока. Кристаллы льда, растущие на стенке, образуют рыхлую структуру. При принятой скорости движения воздуха в трубопроводе поток срывает их со стенки. В результате на участках с отрицательной температурой стенок и потока практически не наблюдается накопления осадка.

Если выпавший на стенки конденсат не удалить на участке с положительной температурой, он постепенно сместится в зону интенсивного льдообразования. Если конденсат удалить перед самым началом зоны, то существенно уменьшится скорость накопления льда. Однако такой способ повышения работоспособности не всегда удается реализовать на практике, так как положение зоны активного льдообразования не постоянно; кроме того, место, где начинает выпадать конденсат из сжатого воздуха, в ряде случаев не известно и также не является постоянным.

Периодические перемещения зоны активного льдообразования являются одним из главных факторов, определяющих процесс забивки трубопровода. При постоянной температуре окружающей среды перемещения зоны активного льдообразования вызваны изменением расхода сжатого воздуха. Колебания расхода зависят от графика работы потребителей. При увеличении расхода зона интенсивного льдообразования удаляется от компрессора, при уменьшении расхода приближается к нему. Суточные колебания температуры окружающей среды также вызывают изменения расположения указанной зоны; при повышении температуры зона удаляется от компрессора, а при понижении — приближается к нему.

На участке трубопровода между двумя крайними положениями зоны происходит периодическая смена положительной температуры стенки на отрицательную. Во время перемещения зоны интенсивного льдообразования в направлении к компрессору затвердевает и фиксируется на стенке накопленный ранее конденсат. При передвижении зоны в обратную сторону расплавленный конденсат вместе с вновь выпадающим движется в направлении от компрессора к потребителю. Такое движение продолжается до тех пор, пока зона интенсивного льдообразования не достигнет своего крайнего положения. Далее цикл повторяется. Отбойники жидкости могут функционировать только на части тру-

бопровода, расположенной перед рассматриваемым участком, где температура стенки положительна в течение всего периода. Влага выпадает за последним функционирующим отбойником при охлаждении воздуха до температуры 273 К и остается в трубопроводе. Периодические перемещения зоны интенсивного льдообразования приводят к тому, что вся выпадающая влага сосредоточивается на небольшом отрезке трубопровода. Этот отрезок находится в месте расположения зоны интенсивного льдообразования при наибольшем расстоянии от нее до компрессора. Отложение льда уменьшает площадь поперечного сечения трубопровода. Появление местного сопротивления способствует фиксации положения указанного отрезка и ускоряет процесс забивки трубопровода.

Если на участке перемещения зоны интенсивного льдообразования трубопровод не горизонтален, то создаются условия для накопления жидкости в низких местах. При отрицательных температурах эта жидкость замерзает частично или полностью, создавая местные гидравлические сопротивления. При положительных температурах лед снова превращается в жидкость. Временное скопление жидкости в зоне таяния усиливает пульсации, характерные для течения двухфазных сред в наклонных каналах. Жидкость отдельными порциями забрасывается на участок с отрицательной температурой. Там в зависимости от конкретных условий жидкость замерзает частично или полностью. Незамерзшая часть жидкости возвращается на участок с положительной температурой стенок. Пульсационный характер движения жидкости несколько видоизменяет процесс образования ледяной пробки, а главное затрудняет определение места ее расположения.

Для того, чтобы избежать негативного влияния влаги на транспортирование сжатого газа и различные технологические процессы, необходимо исключить возможность образования жидкой и твердой фаз воды. Этого достигают различными способами. Можно подогреть газ до такой температуры, при которой последующие изменения его параметров не приводят к образованию конденсата. Однако в большинстве случаев условия построения пневматической системы и проведения технологического процесса исключают возможность применения этого способа.

Другой способ обработки сжатого газа — его адсорбционная осушка. Если адсорбер устанавливают перед компрессором, то одновременно с решением главной задачи улучшают условия работы компрессора. В смазываемых и особенно в маслозаполненных компрессорах исключают отрицательное влияние конденсата на характеристики масла. В несмазываемых компрессорах полностью исключают возможность заброса капельной влаги во вторую и третью ступени компрессора из промежуточных холодильников. Основной недостаток рассматриваемого способа обработки газов — громоздкость аппаратов системы осушки. Естественно, что к недостаткам относятся также большие капитальные затраты и дополнительные затраты на эксплуатацию; поэтому, несмотря на высокое качество подготовки газа, такую систему применяют относительно редко.

Следующий способ обработки сжатого газа — его охлаждение и последующее удаление образовавшегося конденсата в водомаслоотделителях. В более сложных системах предусматривают вымораживание влаги из газа в периодически переключающихся теплообменниках-вымораживателях. В последнем случае удастся приблизить точку росы к температуре, достигнутой в системах с адсорберами. При осушке охлаждением размеры аппаратов меньше, но эксплуатационные расходы обычно больше, чем в системах с адсорберами. Известны комбинированные системы [25], в которых удастся реализовать преимущества обоих рассмотренных способов осушки.

Вихревые аппараты можно использовать как источники холода в системах осушки сжатых газов или воздуха охлаждением. Использование их может быть продиктовано следующими соображениями: простотой эксплуатации и малой стоимостью изготовления системы; отсутствием холодильного оборудования, соответствующего по параметрам и условиям эксплуатации пневматической системе; стремлением к полезному использованию энергии, теряемой в дросселях, которые предусмотрены технологической схемой процесса обработки газа.

Возможны две схемы осушителя с использованием вихревых аппаратов. В одной схеме (рис. 84, а) сжатый воздух поступает в маслоотделитель 1 для предварительного отделения конденсата, охлаждается в трех-

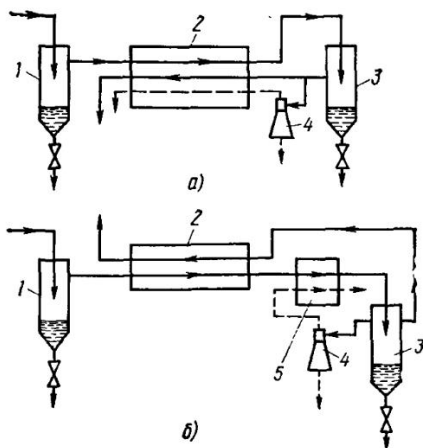


Рис. 84. Схема осушителей с вихревыми охладителями с трехпоточным (а) и двухпоточным (б) рекуператорами

поточном теплообменнике (рекуператоре) 2 и поступает во второй водомаслоотделитель 3. Основная часть сжатого воздуха возвращается в рекуператор 2, где нагревается и направляется к потребителю. Оставшаяся часть сжатого воздуха направляется в вихревой охладитель 4. Охлажденный поток из охладителя поступает в рекуператор, где нагревается и выбрасывается в атмосферу. Нагретый поток охладителя также выбрасывается в атмосферу. При осушке газов потоки после расширения в охладителе отводятся в трубопровод низкого давления для дальнейшего использования в технологическом процессе. Другая схема (рис. 84, б) отличается от первой тем, что в ней для рекуперации холода используется двухпоточный теплообменник 2. В нем теплота поступающего воздуха отводится только к обратному потоку сжатого газа. Теплообменник 5 предназначен для дальнейшего охлаждения сжатого газа холодным потоком из вихревого охладителя.

В рассмотренных схемах охладителей минимальная температура поступающего в водомаслоотделитель газа выше 273 К. Для надежной работы таких осушителей необходимо исключить возможность образования слоя льда на теплопередающей поверхности. В связи с этим прямоточная схема движения теплоносителей в тепло-

обменнике 5 позволяет получать минимальную теплопередающую поверхность. Если требуется достичь точки росы ниже 273 К, то рассмотренные схемы осушителей изменяют. Водомаслоотделитель 3 устанавливают непосредственно за теплообменником 2, где охлаждают сжатый газ до температуры выше 273 К. После отделения конденсата сжатый газ охлаждают в одном из двух теплообменников (вымораживателей) до температуры ниже 273 К. При выборе размеров и формы теплопередающей поверхности вымораживателя необходимо стремиться к исключению возможности образования кристаллов льда в потоке, т. е. вся выделившаяся влага должна оставаться на стенке в виде слоя льда. Во время работы одного вымораживателя другой отогревают, удаляют жидкость, образовавшуюся при плавлении льда, и вновь охлаждают до температур процесса вымораживания. При противоточной схеме движения теплоносителей получают более равномерный слой льда на теплопередающей поверхности вымораживателя. Прямоточная схема позволяет получить наибольшую разность между температурой на выходе из вымораживателя и точкой росы осушенного газа.

Для работы осушителя используется лишь часть холода, произведенного в вихревом охладителе. Применительно к схеме на рис. 84, а используемая часть холодопроизводительности

$$Q_0 = Q_x - Q_n - Q_{нт} - c_p G_c [\mu \Delta T_x - \mu \Delta T_n - (1 - \mu) \Delta T_p], \quad (89)$$

где $Q_x = \mu c_p G_c \Delta T_x$ — холодопроизводительность вихревого охладителя; $Q_n = \mu c_p G_c \Delta T_n$ — потери холодопроизводительности из-за недогрева охлажденного потока в рекуператоре; $Q_{нт} = (1 - \mu) c_p G_c \Delta T_p$ — потери холодопроизводительности из-за охлаждения в рекуператоре газа, который в дальнейшем образует нагретый поток вихревого аппарата; ΔT_n — температурный напор на теплом конце рекуператора; $\Delta T_p = T_1 - T_2$ (T_1 и T_2 — температура поступающего на осушку газа на входе и выходе из рекуператора).

Вторая причина снижения эффективности применения вихревых охладителей в осушителях — работа охладителя на режиме, не совпадающем с режимом максимального КПД. Как следует из анализа выражения (89), максимальной используемой холодопроизводительности соответствует $\mu > \mu_{opt}$ (здесь μ_{opt} — доля охлаж-

денного потока, соответствующая режиму максимально-го КПД охладителя).

Расход сжатого газа через вихревой охладитель

$$G_c = \frac{G_r [c_p \Delta T'_n + (d_1 - d_2) (r + c_{pн} \Delta T_p) 10^{-3}] + Q_{oc}}{c_p [\mu (\Delta T_x - \Delta T_n) - (1 - \mu) \Delta T_p] - (d_1 - d_2) (r + c_{pн} \Delta T_p) 10^{-3}}, \quad (90)$$

где G_r — расход осушенного газа; $\Delta T'_n$ — разность температур прямого и обратного потоков на теплом конце рекуператора; d_1 и d_2 — влагосодержание газа соответственно на входе в рекуператор и выходе из водомаслоотделителя осушителя; r — скрытая теплота парообразования; $c_{pн}$ — удельная теплоемкость паров воды при постоянном давлении; Q_{oc} — теплопритоки из окружающей среды к аппаратам осушителя.

Экономичность системы обычно оценивают долей сжатого газа, потерянного в осушителе, т. е. $n = G_c / (G_r + G_c)$. Применительно ко второй схеме осушителя (см. рис. 84, б)

$$Q_0 = c_p G_c [\mu (\Delta T_x - \Delta T''_n) - \Delta T_p], \quad (91)$$

$$G_c = \frac{G_r [c_p \Delta T'_n + (d_1 - d_2) (r + c_{pн} \Delta T_p) 10^{-3}] + Q_{oc}}{c_p [\mu (\Delta T_x - \Delta T''_n) - \Delta T_p] - (d_1 - d_2) (r + c_{pн} \Delta T_p) 10^{-3}}, \quad (92)$$

где $\Delta T''_n$ — температурный напор на конце теплообменника 5, на котором организован выход из аппарата охлаждающего потока.

Во второй схеме потери холодопроизводительности больше, чем в первой, так как теряется холод, необходимый для охлаждения в рекуператоре всего потока, направляемого в вихревой охладитель. Вторую схему используют, когда исключена возможность применения трехпоточного рекуператора. В рассматриваемой схеме охладитель также работает на режиме, отличном от режима максимального КПД. Однако здесь рациональное значение $\mu < \mu_{opt}$.

При проектировании теплообменников 5 необходима проверка условия незабываемости

$$T_{ст} = \frac{\alpha_T F_T T_{ТП} + \alpha_X F_X T_{ХП}}{\alpha_T F_T + \alpha_X F_X} > 273 \text{ К},$$

где $T_{ст}$ — температура теплопередающей поверхности; $T_{тп}$ и $T_{хп}$ — температура теплого и холодного потоков газа в рассматриваемом сечении; α_t^+ и α_x — коэффициенты теплоотдачи со стороны теплого и холодного потоков; F_t и F_x — теплопередающие поверхности, омываемые потоками.

При неравенстве расходов потоков ($G_c < G_r$) температура стенки является монотонной функцией длины аппарата, поэтому достаточно проверить соблюдение условия в двух конечных сечениях аппарата. В схеме осушителя, представленной на рис. 84, а, проверяют соблюдение условий забываемости в холодном сечении рекуператора. Расчетное уравнение зависит от типа конструкции трехпоточного теплообменника. Уравнение выводят из теплового баланса элемента стенки на холодном конце рекуператора.

В осушителях с вымораживателями отделяют конденсат от сжатого газа на выходе из рекуператора. От эффективности отделения жидкой фазы зависят частота переключения с одного вымораживателя на другой и, следовательно, потери холода и теплоты вследствие непроизводительного охлаждения и отогрева конструкции аппарата. В идеальном случае в вымораживатель должна поступать только паровая фаза воды. В осушителях с трехпоточными рекуператорами расход сжатого газа через вихревой охладитель

$$G_c = \frac{G_r [c_p \Delta T'_n + (d_1 - d_2) (r + c_{pn} \Delta T_p) 10^{-3} + c_p [\mu (\Delta T_x - \Delta T_n) + (1 - \mu) \Delta T_p] - + (d_2 - d_3) (r + q) 10^{-3}] + Q_{oc} + Q_n}{- (d_1 - d_2) (r + c_{pn} \Delta T_p) 10^{-3}}, \quad (93)$$

где d_3 — влагосодержание газа на выходе из вымораживателя, q — удельная теплота затвердевания воды; $Q_n = c_k M_k (T_n - T_k) / \tau$ — холодопроизводительность, необходимая для охлаждения конструкции аппарата после его отогрева (c_k и M_k — удельная теплоемкость материала и масса конструкции аппарата, T_n и T_k — начальная и конечная температура аппарата, τ — длительность работы одного аппарата).

При выводе уравнения (93) пренебрегали количеством теплоты, отведенной в вымораживателе от паров воды при охлаждении их перед началом кристаллизации.

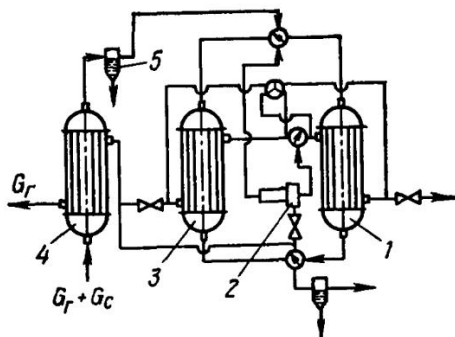


Рис. 85. Схема установки для осушки воздуха вымораживанием влаги

Для осушителей с вымораживателями и двухпоточным рекуператором расход газа через вихревой охладитель

$$G_c = \frac{G_r [c_p \Delta T'_n + (d_1 - d_2) (r + c_{pn} \Delta T_p) 10^{-3} + c_p [\mu (\Delta T_x - \Delta T_m) - \Delta T_p] - (d_1 - d_2) \times + (d_2 - d_3) (r + q) 10^{-3}] + Q_{oc} + Q_{п}}{\times (r + c_{pn} \Delta T_p) 10^{-3}}, \quad (94)$$

где ΔT_m — температурный напор на выходе охлаждающего потока из вымораживателя.

На рис. 85 приведена схема осушителя с вымораживателем и двухпоточным рекуператором, разработанного В. И. Ушаковым. Осушитель предназначен для обработки сжатого воздуха, подаваемого в рудник, который расположен в районе вечной мерзлоты. Температура вентиляционного воздуха не снижается ниже 267 К. Осушитель разработан для снижения точки росы сжатого воздуха до 267 К. Сжатый воздух после конечного холодильника поступает в рекуператор 4, охлаждается обратным потоком, очищается от конденсата в водо-маслоотделителе 5 и направляется в вымораживатель 1. Далее основная часть осушенного воздуха подогревается в рекуператоре и направляется в пневмосеть рудника. Остальная часть сжатого воздуха расширяется в вихревом охладителе 2 с цилиндрической камерой разделения. Охлажденный поток поступает в вымораживатель 1, а нагретый поток — в вымораживатель 3.

В данном случае полезно используются оба потока: охлажденный для охлаждения воздуха, а также конденсации и вымораживания влаги, нагретый для плавления льда и осушки вымораживателя. Длительность работы одного вымораживателя 200 мин, время оттаивания 50 мин, период предварительного охлаждения до рабочей температуры 25 мин. Общий расход сжатого воздуха через осушитель 100—120 м³/мин при температуре на входе 288—298 К. Расход воздуха через вихревой охладитель достигал 20% общего расхода. Следует подчеркнуть, что при столь большой потере сжатого воздуха получен положительный эффект от применения осушителя. Этот пример полезен для оценки масштаба урона, к которому может привести забивка льдом трубопроводов на рудниках и шахтах, расположенных в районах вечной мерзлоты. При создании осушителя не было возможности использования холодильного оборудования других типов. Вместе с тем нужно отметить, что такой осушитель отличается исключительной простотой эксплуатации.

В рассматриваемой схеме воздух поступает в вихревой охладитель из вымораживателя. Следовательно, его расход

$$G_c = \frac{G_r [c_p \Delta T'_n + (d_1 - d_2) (r + c_{pp} \Delta T_p) 10^{-3} + c_p [\mu (\Delta T_x - \Delta T_m) - \Delta T_p - \Delta T_v] - + (d_2 - d_3) (r + q)] + Q_{oc} + Q_n}{- (d_1 - d_2) (r + c_{pp} \Delta T_p) 10^{-3} - (d_2 - d_3) (r + q) 10^{-3}} \rightarrow \quad (95)$$

где $\Delta T_v = T_{v1} - T_{v2}$ (T_{v1} и T_{v2} — температура воздуха на входе и выходе из вымораживателя).

Пример. Выполнить проверочный расчет осушителя при температуре поступающего воздуха $T_1 = 298$ К, давлении $p = 0,8$ МПа и расходе сжатого воздуха через вихревой охладитель, составляющем 20% общего расхода, т. е. при $G_2 = 4G_c$.

Так как нет сведений, характеризующих работу отдельных агрегатов, примем ряд упрощений. Будем считать рекуператор идеальным ($\Delta T'_n = 0$), принимаем $Q_{oc} = Q_n = 0$. Влагосодержание поступающего воздуха $d_1 = (0,1/0,8) d'_1 = (0,1/0,8) 20 = 2,5$ г/кг (здесь d'_1 — влагосодержание атмосферного воздуха при $T_1 = 298$ К и $\phi = 100\%$, найденное по $i - d$ -диаграмме), температура воздуха в водомаслоотделителе 273 К. Работу аппарата считаем идеальной, т. е. полагаем, что в выходящем воздухе влага содержится только в паровой фазе; тогда $d_2 = 0,54$ г/кг.

Далее принимаем, что точка росы совпадает с температурой сжатого воздуха на выходе из вымораживателя и составляет 266 К;

тогда $d_3 = 0,38$ г/кг. Считаем, что охлаждающий поток выходит из вымораживателя с температурой 266 К, т. е. $\Delta T_m = 0$. Воздух считаем идеальным газом с $c_p = 1,005$ кДж/кг. Для воды $c_{rp} = 1,92$ кДж/(кг·К), $r = 2490$ кДж/кг, $q = 335$ кДж/кг. Подставим принятые значения в уравнение (95)

$$1 = \frac{4 [(2,5 - 0,54) (2490 + 1,92 \cdot 25) 10^{-3} + 1,005 (\mu \Delta T_x - 25 - 7) - [(2,5 - 0,54) (2490 + 1,92 \times + (0,54 - 0,38) (2490 + 335) 10^{-3}) \rightarrow \times 25) + (0,54 - 0,38) (2490 + 335)] 10^{-3}}{\rightarrow}.$$

Отсюда $\mu \Delta T_x = 59,2$ К.

Перепад температур при изэнтропийном расширении сжатого воздуха

$$\Delta T_c = 266 \left[1 - \left(\frac{1}{8} \right)^{0,4/1,4} \right] = 119 \text{ К}.$$

КПД охладителя $\eta = 59,2/119 = 0,498$.

Полученное значение выходит за пределы достижимых значений для вихревого охладителя, т. е. при принятых условиях даже идеализированный осушитель не работоспособен. Рассмотрим причины расхождения расчетных данных с действительными.

Первая причина — согласно принятой модели льдообразования забивка трубопровода исключена, если в сечении с температурой газа 273 К точка росы равна (или ниже) температуре стенки трубопровода в этом сечении. Коэффициент теплоотдачи со стороны сжатого воздуха на порядок больше коэффициента теплоотдачи со стороны наружного воздуха, поэтому указанное условие соблюдается при точке росы 272 К.

Второй причиной может быть уменьшение давления по длине трубопровода. Допустим, что в рассмотренном сечении давление упало до 0,7 МПа. Тогда для соблюдения условия незабываемости необходимо обеспечить точку росы 275 К (при давлении на выходе из вымораживателя 0,8 МПа).

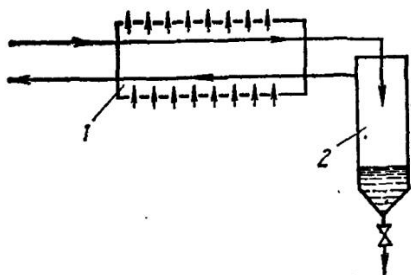
Третья причина может состоять в следующем. Интенсивное вымораживание влаги происходит в верхних сечениях аппарата, где температура стенок существенно ниже 273 К. Точка росы снижалась только в верхней части аппарата, причем она могла быть намного ниже температуры сжатого воздуха. В нижней части аппарата продолжалось охлаждение воздуха, которое не сопровождалось выделением из него влаги. Не ис-

ключено, что температура воздуха на выходе из вымораживателя была выше 273 К. Примем ее равной 278 К.

С учетом принятых поправок найдем: $\Delta T_s = 124$ К; $\mu \Delta T_x = 44,1$ К; $\eta = 0,356$. Однако и в этом случае значение КПД выходит за пределы интервала возможного для вихревых охладителей с цилиндрической камерой разделения. Возникает вопрос: за счет чего на реальном осушителе получен положительный экономический эффект? Вероятно, в период, когда температура сжатого воздуха за концевым холодильником компрессора была равна 298 К, повышалась и температура вентиляционного воздуха в руднике, т. е. была не 268 К, а, например, 271 К. Тогда температура основной части стенок трубопроводов была выше 273 К и могла опускаться ниже 273 К только на отдельных участках при уменьшении расхода. В то же время в осушителе удалось извлечь значительную часть влаги, содержащейся в воздухе. В конечном итоге были созданы условия, когда на основных участках трубопровода влага не выпадает. Отделение влаги и даже временное образование слоя льда на некоторых второстепенных участках заметно не ухудшало работу пневмосистемы. В период, когда расход на этих участках возрастал, лед таял, а жидкость удалялась из трубопровода, т. е. осушитель выполнял основную задачу — уменьшал содержание влаги в сжатом воздухе. Но при этом не исключалась принципиальная возможность образования льда при неблагоприятных климатических условиях на отдельных участках трубопровода. Такой результат работы осушителя оказался достаточным для получения положительного экономического эффекта от его применения.

Приведенный пример позволяет выявить наиболее рациональную область применения вихревого охладителя в осушителях газа. Наиболее выгодно его использовать в случаях, когда на входе в осушитель газ находится в состоянии насыщения. Если в ресивере расположить трубки с охлажденным потоком после вихревого охладителя, то осушка будет происходить практически без охлаждения сжатого газа. Реально снижение точки росы на 3—5 К. Следует подчеркнуть, что здесь роль осушителя выполняют трубки, расположенные в ресивере. Неоспоримые преимущества рассматриваемого осушителя — исключительная простота конструкции, низкая стоимость изготовления, простота эксплуатации.

Рис. 86. Схема осушителя воздуха с трехпоточным теплообменником



Рассмотрим еще один осушитель (рис. 86). Поступающий в осушитель сжатый воздух охлаждается в трехпоточном теплообменнике 1 обратным потоком сжатого воздуха и атмосферным воздухом. Конденсат отделяется в водомаслоотделителе 2. Теплообменник выполнен по типу «труба в трубе». По кольцевому пространству течет прямой поток, по внутренним трубкам — обратный. Снаружи трубки обдуваются атмосферным воздухом от вентилятора или естественной конвекцией. Аппарат позволяет снизить температуру сжатого воздуха до значения, отличающегося от температуры атмосферного воздуха на 4—5 К. Такой результат не удастся получить в других конструкциях с приемлемой теплопередающей поверхностью. В данном случае поверхность уменьшена за счет передачи теплоты к обратному потоку сжатого воздуха при высоких значениях коэффициента теплопередачи, а также уменьшения количества теплоты, передаваемой атмосферному воздуху.

Важное преимущество рассматриваемого аппарата — исключение его забивки льдом при отрицательной температуре атмосферного воздуха. При этом возникает слой льда на внутренней поверхности наружных трубок в их первых рядах по направлению движения наружного воздуха. Растет гидравлическое сопротивление и уменьшается расход газа через кольцевое пространство этих трубок. Расход по кольцевому пространству остальных трубок увеличивается. При этом нарушается равенство расходов по кольцевому пространству и по внутренней трубке. Температура воздуха на входе в водомаслоотделитель остается всегда положительной и исключается возможность забивки льдом кольцевого пространства значительного числа трубок. В зимнее время точка росы осушенного сжатого воздуха 278—279 К.

Следует заметить, что образовавшийся в кольцевом пространстве конденсат практически весь оседает на

стенках, поэтому коллектор на выходе прямого потока выполняет роль высокоэффективного водомаслоотделителя. Обычно такой осушитель ставят за конечным холодильником. В ряде случаев он может заменять конечной холодильником.

Если в верхней части водомаслоотделителя расположить трубки, охлаждаемые потоком из вихревого охладителя, то в летнее время можно снизить точку росы на 3—5 К. Это позволит исключить возможность отделения конденсата на всех участках трубопровода. Требуемый расход сжатого воздуха через охладитель — 3—4% общего расхода, т. е. практически равен потерям сжатого газа при продувке водомаслоотделителей на промежуточных и конечных участках трубопроводов.

В некоторых технологических схемах сжатый газ дросселируют. Перепад давлений можно полезно использовать в вихревом охладителе. Появляется возможность создания осушителя газа без подвода дополнительной мощности. В зависимости от конкретных условий возможны различные схемы осушителей. Если осушке подлежит газ, который по условиям технологического процесса нужно дросселировать, то схемы осушителя несколько отличаются от приведенных на рис. 84 и 85. Отличия определяются прежде всего тем, что в охладитель направляется весь осушаемый газ. Рекуператор всегда двухпоточный. Обратный поток формируется из холодного потока вихревого охладителя. Иногда рекуператор выгодно разбивать на две секции, причем в одной из них принимать противоточную, а в другой прямоточную схему движения теплоносителей. Если после осушителя весь газ используется в технологическом процессе, то нагретый поток вихревого охладителя направляют в смеситель, где он смешивается с подогретым в рекуператоре холодным потоком. В осушителях с вымораживателями для их отогрева рационально включать контур с промежуточным теплоносителем, нагреваемым нагретым потоком. В некоторых технологических процессах осушать нужно только часть дросселируемого газа; тогда рационально создавать вихревые охладители с долей холодного потока, пропорциональной этой части.

Конструкция, предложенная А. А. Поляковым, позволит дополнительно снизить точку росы за счет перераспределения влаги между нагретым и охлажденным

потоками охладителя. Иногда осушке подлежит один поток газа, а дросселированию — другой, тогда принимают традиционную схему, используемую в осушителях с паровыми холодильными машинами.

Одним из примеров промышленной эксплуатации вихревых охладителей является осушитель, разработанный И. Л. Лейтесом с сотрудниками. Холод, получаемый за счет расширения продувочного газа с давления 32 до 2 МПа, используют для выделения жидкой фазы воды и аммиака из потока газа с давлением 32 МПа. Этот поток охлаждает обмотки двигателей циркуляционных насосов. Охладитель имеет следующие размеры: $D_0=44$ мм, $D_x=22$ мм, $L=1000$ мм, $F_c=14,6$ мм². Расход газа около 3000 м³/ч при нормальных условиях; температура перед соплом $T_c=309...313$ К. При $\mu=0,6$ получено $\Delta T_x=40...45$ К.

В работе [16] описаны конструкция и методика расчета пистолета-осушителя, разработанного в 60-е годы. Он предназначен для периодического получения осушенного газа, применяемого для обдува деталей в сборочных цехах. Пистолет-осушитель состоит из вихревой трубы, фильтра для улавливания капельной влаги и кристаллов льда, пускового клапана и может включать теплообменник. Охлажденный поток после очистки в фильтре поступает в кожух теплоизолированного пистолета, омывая стенки камеры разделения. Температура осушенного воздуха повышается в теплообменнике, представляющем собой одно колено изогнутой трубки. Внутри трубки течет нагретый поток, выводимый через дроссель из камеры разделения. Наружную поверхность трубки омывает поток осушенного воздуха. Благодаря подогреву последнего исключается запотевание деталей после окончания обдува. В настоящее время появилась возможность упростить конструкцию подобных осушителей. Их можно выполнять без фильтров, если применять вихревую трубу, в которой точка росы ниже или равна температуре охлажденного потока на выходе из диафрагмы.

4.5. Использование вихревых труб в авиации и на транспорте

Важнейшие требования, предъявляемые к авиационным системам и агрегатам, — высокая надежность при

минимальной массе и достаточная эффективность. При полетах на сверхзвуковых скоростях радиоэлектронная аппаратура (РЭА) работает в очень тяжелых условиях из-за высокой температуры, обусловленной динамическим нагревом обшивки самолета. Для создания охлаждающих устройств ответственных блоков электронных приборов используют разнообразные технологические средства, к которым относятся парокompрессионные, дроссельные, турбохолодильные, испарительные системы охлаждения и их комбинации. Вихревые трубы удовлетворяют требованиям, предъявляемым к бортовым агрегатам: малая масса, высокая надежность, ремонтпригодность, большой ресурс [15, 16]. Охлаждающие и вентилирующие устройства непосредственно устанавливаются на борту самолета, а также применяют в технологическом процессе при изготовлении и испытании систем и узлов летательного аппарата.

При работе вихревой трубы в качестве охлаждающего устройства на борту самолета для ее питания можно использовать различные варианты схем в зависимости от источника питания сжатым воздухом: воздух от компрессора двигателя; скоростной напор набегающего потока; воздух, сбрасываемый из гермокабины. В первом варианте следует учитывать, что температура воздуха на входе в вихревую трубу значительно повышается вследствие сжатия воздуха в компрессоре. В этом случае необходимо предварительно отводить теплоту от сжатого воздуха к продувочному воздуху и топливу или устанавливать несколько вихревых труб, включенных в каскадные или ступенчатые схемы. Одно из преимуществ этого варианта — возможность работы системы при включенном двигателе и при любых скоростях и высотах полета.

Интересный пример использования вихревого охладителя рассмотрен в работе В. П. Муравьева. В ней приведен сравнительный расчет систем блока РЭА при следующих исходных параметрах:

Тепловыделение, кВт	3
Температура на входе в РЭА, К	293
Параметры окружающей атмосферы:	
температура торможения, К	388
давление заторможенного воздуха, МПа	0,14
Параметры объекта:	
скорость v , м/с	400
коэффициент аэродинамического качества, k	1,3
время работы τ , ч	1
Параметры сжатого воздуха:	
температура, К	503
давление, МПа	0,32
Адиабатный КПД вихревой трубы	0,32

Нормальное функционирование РЭА обеспечивается последовательным охлаждением воздуха в воздухо-воздушном радиаторе (ВВР), топливо-воздушном теплообменнике (ТВТ) и вихревой трубе.

Сухая масса агрегатов системы: ВВР — 13 кг, ТВТ — 7 кг, вихревой трубы — 6 кг. Общая масса агрегатов $M_c = 13 + 7 + 6 = 26$ кг.

Масса топлива для транспортирования сухой массы агрегатов $M'_c = M_c (e^{A\tau} - 1) = 26(2,72^2 - 1) = 166$ кг, где $A = 2$ — аэродинамический коэффициент.

Масса топлива, затрачиваемого на преодоление дополнительного сопротивления от воздухозаборников, $M'_n = \Delta x k (e^{A\tau} - 1) = 11,3 \cdot 1,3 \times 6,4 = 94$ кг, где $\Delta x = G_n v / g$ — дополнительное аэродинамическое сопротивление воздухозаборников (G — расход продувочного воздуха; g — ускорение свободного падения).

Масса топлива, затрачиваемого на сжатие воздуха в компрессоре, $M'_k = G_k \Delta T_{dk} (q'/q) e^{A\tau} - 1 = 0,145(503 - 388) 1,3(1,2/1,6) 6,4 = 103$ кг, где G_k — расход воздуха в вихревой трубе; ΔT_d — действительная разность температур воздуха в точке отбора и на входе в компрессор; q' и q — удельный расход топлива соответственно на сжатие воздуха и создание тяги.

Дополнительная масса конструкции и топлива

$$M_d = \frac{x_k (M'_c + M'_n + M'_k) e^{A\tau}}{1 - x_k (e^{A\tau} - 1)} =$$

$$= \frac{0,1(166 + 94 + 103) 7,4}{1 - 0,1 \cdot 6,4} = 745 \text{ кг},$$

где x_k — массовый коэффициент объекта.

Мощность, затрачиваемая на транспортирование и функционирование системы охлаждения, $N = 0,102 kv (M_c + M'_c + M'_n + M'_k + M_d) = 0,102 \cdot 1,3 \cdot 400(26 + 166 + 94 + 103 + 745) = 60$ кВт.

Расчет испарительной системы охлаждения по этой методике показывает, что мощность, затрачиваемая на транспортирование и функционирование испарительной системы охлаждения РЭА, составляет 100 кВт.

В расчете учтены только массы агрегатов.

К обособленным блокам РЭА и другого теплонапряженного оборудования можно подводить по специальным трубопроводам охлажденный воздух от основного турбохолодильника. Однако большие массы и объем теплоизолированных трубопроводов и арматуры, затруднения с распределением охлажденного воздуха низкого давления по отдельным потребителям, сложность компоновки оборудования на борту делают предпочтительными применение установок испарительного охлаждения. Из этого следует, что не во всех случаях рационально заменять испарительное охлаждение установками с вихревыми трубами. Трубопроводы сжатого

воздуха и арматура имеют меньшие массу и объем, чем трубопроводы охлажденного воздуха; в первом случае упрощаются монтаж трубопроводов и регулирование расхода. Расход сжатого воздуха через турбохолодильник в 1,5—2,5 раза меньше расхода через вихревую трубу, но масса турбохолодильника в несколько раз больше массы вихревой трубы. И главное, современный уровень техники не позволяет создавать малые турбохолодильники с высокими надежностью и ресурсом работы. В связи с этим для ряда случаев применение систем с вихревыми трубами следует считать как возможное средство улучшения основных характеристик СКВ самолета.

Положительный опыт применения вихревой трубы получен при разработке холодильников типа ТВХ (табл. 8). Они предназначены для хранения пищевых

Таблица 8

Характеристики холодильников ТВХ

Объем, л	Холодопроизводительность, Вт	Расход охлажденного воздуха, кг/с	Расход сжатого воздуха, кг/с
50	20	0,005	0,02
500	30	0,007	0,028

продуктов. Первый работает от бортовой пневмосети с давлением 0,35 МПа, второй — от аэродромной сети с давлением 2,1 МПа.

Холодильники имеют аккумулятор холода и могут функционировать в течение 2 ч без подачи сжатого воздуха.

Принципиальная особенность авиационных систем кондиционирования и термостатирования состоит в следующем. В основное время полета температура за бортом летательного аппарата в невозмущенном потоке воздуха ниже температуры воздуха, подаваемого в кондиционируемый объем. Процесс обработки подаваемого воздуха заключается в сжатии его в заборнике и компрессоре, последовательном охлаждении в теплообменных аппаратах и, наконец, снижении температуры за счет отвода механической энергии в турбодетандере.

Таким образом, назначение системы кондиционирования заключается в отводе от воздуха части теплоты, подведенной к нему непосредственно в системе. Чем выше давление воздуха, тем больше тепловая нагрузка на систему и масса агрегатов, отнесенная к килограмму обрабатываемого воздуха. В связи с этим естественно стремление создавать для РЭА автономные системы термостатирования, работающие от скоростного напора. Такие системы отличаются от известных простотой конструкции, недостаток их — зависимость уровня термостатирования от высоты и скорости полета.

Использование турбохолодильников в системах, работающих от скоростного напора, затруднено. Изменение в широком диапазоне входных параметров воздуха требует создания сложной системы регулирования. Переменное и недостаточно высокое давление не позволяет применять подшипники с газовой смазкой. Замена турбохолодильника вихревым охладителем дает возможность создавать простые системы термостатирования блоков РЭА с максимальной надежностью.

Особенности расчета и проектирования вихревых охладителей для рассматриваемых систем определяются тем, что температура и давление воздуха на входе в сопло изменяются в широких пределах. Расчет проводят итерационным методом. Вначале определяют размеры охладителя по параметрам выбранного расчетного режима работы. Далее выполняют проверочные расчеты для других режимов, возможных при различных сочетаниях скорости и высоты полета летательного аппарата. По результатам расчета вносят изменения в размеры охладителя, снова выполняют проверочные расчеты и т. д. При использовании известных рекомендаций по выбору геометрии и размеров отдельных узлов охладителя необходимо учитывать, что рекомендации получены для охладителей, испытанных при совпадении давления воздуха на выходе с атмосферным. Охладители рассматриваемых систем работают при разрежении.

Часто скоростной напор недостаточен для обеспечения необходимого снижения температуры воздуха. Тогда используют каскадные вихревые охладители. Они работают следующим образом: набегающий поток воздуха через диффузор поступает в первую вихревую трубу, из которой нагретый поток выбрасывается в атмосферу, а охлажденный — поступает в теплообменник для

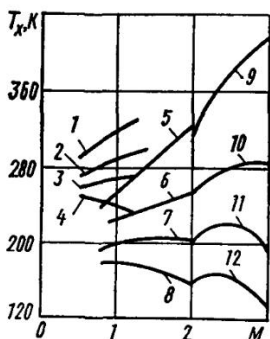


Рис. 87. Температурные характеристики вихревого охладителя:

1, 5, 9 — однокаскадного; 2, 6, 10 — двухкаскадного; 3, 7, 11 — трехкаскадного; 4, 8, 12 — четырехкаскадного; 1—4 — у земли; 5—8 — на высоте 10 км; 9—12 — на высоте 20 км

охлаждения сжатого воздуха перед подачей в следующие каскады. Охлажденный поток из последней ступени и направляется в блок РЭА.

Интересные результаты, приведенные в работе [16], дают на-

глядное представление о возможной области применения рассматриваемых систем. На рис. 87 дана зависимость расчетной температуры охлажденного потока на входе в РЭА от числа M , высоты полета и числа каскадов. Зависимости получены следующим образом. Для анализа схемы введены некоторые упрощения. Расход сжатого воздуха последующей вихревой трубы принимали равным расходу охлажденного потока предыдущей трубы. Удельную теплоемкость воздуха во всех потоках считали одинаковой. Коэффициент восстановления давления $\sigma_d = 0,98$, коэффициенты потерь давления во всех теплообменниках $\varphi_T = 0,03$. Принимали температуру охлажденного воздуха на выходе из противоточного теплообменника выше температуры охлаждающего воздуха на входе: $T_i = T_{x_{i-1}}(1 + \psi)$, где $\psi = 0,03$.

Степень расширения воздуха в вихревых трубах зависит от числа каскадов. В общем случае для первой и последней вихревой трубы $\varepsilon = \sigma_d \sigma_n (1 - \varphi_T) (1 + 0,2M^2)^{3,5}$; для остальных вихревых труб $\varepsilon = \sigma_d \sigma_n (1 - \varphi_T)^2 (1 + 0,2M^2)^{3,5}$, где σ_n — коэффициент восстановления давления после скачка уплотнения на сверхзвуковых режимах полета.

Максимальное снижение температуры достигается при одинаковых значениях доли охлажденного потока $\mu = 0,2$ во всех ступенях. Полагали, что масштабный фактор не влияет на работу вихревой трубы, давление на выходе равно статическому давлению окружающей атмосферы. В зависимости от располагаемого перепада давлений относительная температура охлажденного потока Θ меняется от 0,77 при $\varepsilon = 9$ до 0,95 при $\varepsilon = 1,2$.

Температура воздуха, идущего на охлаждение РЭА из последнего каскада, зависит от числа каскадов:

$$T_{xi} = T_0(1 - \psi)^{i-1} \Theta_1 \Theta_2 \dots \Theta_i.$$

Располагаемая холодопроизводительность системы

$$Q_x = G_{xi} c_p (T_m - T_{xi}),$$

где G_{xi} — расход охлажденного потока через блок РЭА; T_m — температура воздуха на выходе из блока.

$$G_{xi} = 24,8 F_{c} \mu p_c \varepsilon q(\lambda) / \sqrt{T_{xi} / \Theta_i},$$

где $q(\lambda)$ — газодинамическая функция (при критическом перепаде давлений на входе в вихревую трубу $q(\lambda) = 1$).

Двухкаскадные вихревые охладители обеспечивают термостабилизацию РЭА при $T_m = 320$ К, трехкаскадные — при $T_m = 280$ К. Специальные требования к конструкции вихревой трубы не предъявляются. Экономичность схем можно повысить утилизацией нагретых потоков нижних каскадов.

Использование воздуха, сбрасываемого из гермокабины самолета для вентиляции, также открывает перспективы для применения вихревой трубы. Для работы такого охладителя можно отбирать незначительную часть выпускаемого из пассажирского салона воздуха. В противном случае нарушается качество регулирования давления в салоне самолета. На вход в вихревую трубу подается воздух температурой $T_c = (293 \pm 5)$ К и давлением, равным давлению в кабине самолета. Стабильность этих параметров поддерживает система кондиционирования самолета. В зависимости от программы регулирования давление в кабине превышает давление окружающей среды на различную величину. Примерно с высоты полета $H = 4000$ м степень расширения в вихревой трубе достигает $\varepsilon = 1,2$, и вихревая труба начинает давать холодный воздух. Увеличение высоты полета сопровождается ростом степени расширения. Следовательно, вихревая труба работает в более стабильном режиме, который практически не зависит от скорости полета. К недостаткам схемы следует отнести то, что вихревая система охлаждения начинает работать с некоторой высоты и не может быть применена на самолетах с малым расходом вентиляционного воздуха. Следует отметить также, что во время работы системы меняется ε , а следовательно, и T_x . В ряде слу-

чаев приходится устанавливать регулятор для поддержания заданной температуры воздуха. Наиболее рационально применять рассматриваемую систему. Тогда графики работы охлаждаемого оборудования и изменения холодопроизводительности охладителя синхронны.

Авиация относится к наиболее быстро развивающимся отраслям техники. Все большее значение приобретает проблема проведения ускоренных термоиспытаний элементов конструкций самолетов на прочность и долговечность. В последнее время возникла необходимость проводить испытания при наддуве герметичной кабины самолета воздухом различной температуры. Время наддува кабины холодным воздухом с $T_x = 263$ К составляет примерно 20% цикла испытаний.

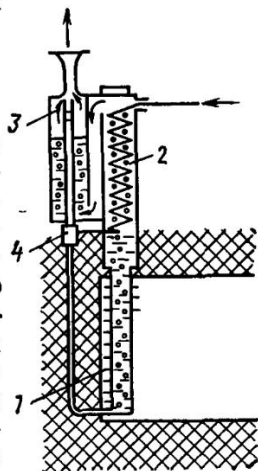
Анализ различных схем охлаждения [19] позволил сделать вывод о целесообразности применения вихревой системы для получения холодного воздуха. В качестве источника холодного воздуха применен блок охлаждаемых водой вихревых труб, которые могут работать при относительном расходе охлаждаемого потока $\mu = 1$. Если рабочим телом испытательного цикла является холодный воздух и применение его периодическое, то вихревые охладители могут успешно конкурировать с парокompрессионными и турбохолодильными.

В последнее время вихревые аппараты все чаще применяют в наземном транспорте. На железнодорожном транспорте, автобусах, троллейбусах, грузовых автомобилях устанавливают тормозные пневмосистемы. Расход воздуха в этих системах недостаточен для кондиционирования, а основные потребители настолько важны для транспортных средств, что компрессоры непрерывно работают независимо от наполнения расходных баллонов. Расход воздуха, бесполезно сбрасываемого в атмосферу, достаточен для питания вихревого генератора холода бытового холодильника. Холодильники для хранения продуктов применяют в первую очередь на локомотивах, где требования по уровню комфорта обслуживающего персонала выше, чем на других видах транспорта.

Рижский вагоностроительный завод выпускает вихревой тепловозный холодильник ТВХ-14, разработанный А. И. Азаровым. В установке (рис. 88) реализуется регенеративный цикл с охлаждаемой вихревой трубой. Охлажденный поток при $\mu = 0,7$ подается в теплообмен-

Рис. 88. Схема тепловозного холодильника
ТВХ-14

ник 1 (выполнен в виде плоского сосуда, размещенного у стенки холодильной камеры), а затем в полость противоточного теплообменника 2, охлаждающего сжатый воздух перед поступлением в вихревую трубу 4. Камера энергетического разделения оканчивается соплом 3 для эжекции отработанного охлажденного потока. Сжатый газ подается к холодильнику из тормозной системы при давлении не менее 0,7 МПа в те промежутки времени, когда нет подкачки баллонов и не включены тормоза, т. е. в течение периода, превышающего 70 % общего времени работы локомотива. Для интенсификации теплообмена, уменьшения уровня шума и аккумуляирования холода в полости теплообменников 1 и 2 залита жидкость (в данном случае водомасляная смесь), и холодный поток при работе холодильного агрегата барботирует через нее.



Основные параметры ТВХ-14

Вместимость, дм^3	14
Масса, кг	12
Расход сжатого воздуха, кг/ч	5—6
Температура в холодильной камере при температуре воздуха в кабине, К, не выше!	
298	276
305	280
Удельные теплопритоки в холодильную камеру, Вт/К	0,5
Диаметр вихревой камеры, мм	5
Площадь сечения соплового ввода, мм^2	2

Совершенствование холодильника ТВХ-14 в проблемной лаборатории ОТИХПа выполняют в направлении упрощения конструкции и уменьшения расхода сжатого воздуха, а также удовлетворения особых требований отдельных потребителей.

4.6. Другие области применения вихревых аппаратов

Вихревые карбюраторы. Существующие системы холостого хода поршневых двигателей внутреннего сгорания имеют существенный недостаток. Непосредственно в смесеобразовании участвует только часть поступающего в двигатель воздуха (около 20% общего количества); эта часть проходит в зоне калиброванных отверстий. За дроссельной заслонкой течет струя воздуха, насыщенная топливом, которая плохо перемешивается с остальным воздухом из-за малой скорости потока во всасывающем коллекторе. Следствия такой организации процесса — неравномерная работа двигателя, повышенный расход топлива, увеличение токсичности отработанных газов.

Для устранения указанного недостатка в КуАИ разработано несколько конструкций вихревых карбюраторов, предложены и реализованы оригинальные устройства и системы [8, 16]. Эффективность смесеобразования повышена благодаря использованию вихревых труб. В закрученном воздушном потоке увеличиваются время и интенсивность взаимодействия капли и воздуха. Благодаря этому удается получать мелкодисперсную структуру смеси. В некоторых конструкциях предусмотрено повторное распыление части топлива, оседающего на стенках вихревой трубы, т. е. из смеси удаляются наиболее крупные капли. Последние образуют пленку жидкости на стенках, которая стекает в каналы и под действием радиального градиента давления в вихревой трубе снова подается в приосевую часть вихря. Качество смеси улучшается при повышении температуры воздуха в периферийных слоях вихревой трубы. Возрастает доля испарившегося топлива, что косвенно подтверждают результаты испытаний двигателя ВАЗ-2106. При стандартной системе холостого хода и температуре воздуха 297 К температура смеси составила 285 К. При использовании вихревой трубы испарилась большая часть топлива, и температура смеси снизилась до 277 К.

Испытания вихревых карбюраторов на ряде двигателей показали, что их применение позволяет уменьшить расход топлива при работе на холостом ходе на 25—35%. Зафиксирована также более высокая равномерность работы. В работах [8, 16] указана возможность применения карбюратора при пуске, а также при

работе на дроссельных режимах, что позволит улучшить условия пуска двигателя при низких температурах и повысить экономичность двигателя на указанных режимах.

Автомобили являются основным источником загрязнения воздуха в городах, вследствие чего международными и государственными стандартами установлены ограничения содержания в выхлопных газах окислов азота, угарного газа и углеводородов. Опыты, проведенные в КуАИ по изучению влияния вихревого эффекта на токсичность выхлопных газов, показали преимущество вихревых карбюраторов.

На рис. 89 приведены токсические характеристики холостого хода двигателя ГАЗ-24Д со стандартными К-126Г и вихревым ВК1-4 карбюраторами при оптимальном регулировании. При вихревом смесеобразовании объемная концентрация СО в отработавших газах максимальна (1,05%) при $n=710$ об/мин. С увеличением частоты вращения содержание СО уменьшается, а начиная с $n=1500$ об/мин практически отсутствует. При использовании для смесеобразования стандартного карбюратора при $n=700$ об/мин содержание СО составляет 2,1 %, т. е. в 2 раза больше, чем при вихревом смесеобразовании; причина столь значительного уменьшения содержания СО в отработавших газах состоит в более равномерном распределении топлива по цилиндрам двигателя, расширении пределов обеднения смеси и увеличении полноты сгорания топлива. Уменьшение содержания кислорода и увеличение содержания углекислоты в отработавших газах при вихревом смесе-

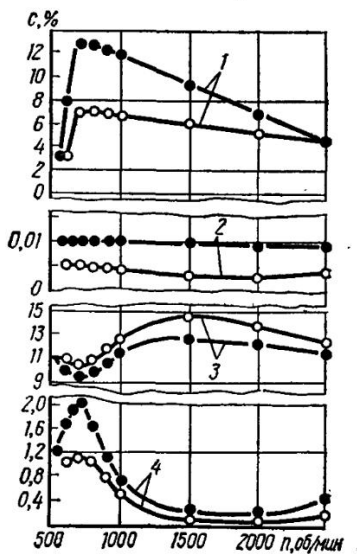


Рис. 89. Токсическая характеристика холостого хода при использовании стандартного К-126Г (темные точки) и вихревого ВК1-4 (светлые точки) карбюратора:

1 — O_2 ; 2 — CH ; 3 — CO_2 ; 4 — CO

образовании являются дополнительным подтверждением качества смесеобразования и полноты сгорания топлива при малой частоте вращения (на холостом ходу). Одновременно уменьшается выброс несгоревших углеводородов на 50—70 %.

Требования к октановому числу топлива также связаны с равномерностью распределения его по цилиндрам. Склонность двигателя к детонации определяют по тому цилиндру, в котором создаются условия для ее появления. Неодинаковыми могут быть не только общее количество топлива, попадающего в тот или иной цилиндр, но и его фракционный состав или концентрация антидетонаторов. Известно, что переход на топливо с пониженным октановым числом связан с потерей мощности. При использовании вихревого карбюратора конструкции КуАИ эти потери в 2 раза меньше, чем при стандартном карбюраторе.

Если требуется получение максимальной мощности, то переход от обычного смесеобразования к вихревому позволит увеличить степень сжатия двигателя и, следовательно, повысить его мощность и экономичность.

Примеры использования вихревых аппаратов в технологических процессах. В машиностроении широко применяют процессы обработки металлов в жидких средах (растворах, расплавах, кислотах, электролитах). В одних случаях эти процессы сопровождаются выделением теплоты, что вызывает необходимость охлаждения жидкости. В других случаях снижение температуры повышает качество продукта или ускоряет его обработку.

Например, глубокое анодирование алюминия при температуре 286—300 К позволяет получать защитную пленку из окисла алюминия толщиной 10—15 мкм. Увеличение времени пребывания металла в ванне приводит к уравниванию процессов растворения и окисления.

С понижением температуры электролита до 265—270 К растворение окиси алюминия замедляется и толщина окисной пленки достигает 30—60 мкм. Электролит охлаждают методом барботажа воздуха температурой 250—260 К, охлаждаемого в вихревых трубах, которые питаются от заводской пневмосети. На сплавах АЛ9, АК6, В95 образуется пленка толщиной 40—60 мкм, а на сплавах типа Д16—пленка толщиной 30—60 мкм.

Такие же успешные опыты проведены при закалке алюминиевых сплавов и других металлов.

Вихревые аппараты применяют при обработке металлов резанием. Например, хорошие результаты получены при обдуве режущего инструмента воздухом, охлажденным в установленной на резцедержателе вихревой трубе до 248—253 К.

При точении стали 45 резцом из быстрорежущей стали Р9 при глубине резания 1 мм, подаче 0,14 мм на оборот и скорости 76 м/мин стойкость резца увеличивается в 5 раз. Температура воздуха в зоне резания 263 К. В процессе обработки деталей из отбеленного легированного чугуна резцами с пластинками твердого сплава ВК2 силовым резанием при глубине 1,2 мм, подаче 3 мм на оборот и скорости 15 м/мин охлаждение позволило повысить стойкость резцов в 2—2,5 раза. При этом улучшается видимость зоны резания, что дает возможность работать без предварительной разметки. Вихревую трубу можно устанавливать и на других станках: так, в США фирма «Вортекс Корпорейшен Цинцинати» использует вихревую трубу для охлаждения сверл при обработке деталей из титана.

Применение вихревой трубы дает положительный эффект не только при резке металлов, но и при проходке скважин бурильным инструментом. Охлаждение шарошечного долота буровой установки повышает стойкость инструмента на мягких породах с 460 м проходки до 700 м.

Вихревые гигрометры. Для измерения влажности используют метод точки росы, основанный на фиксации момента начала конденсации влаги на поверхности чувствительного элемента. Наиболее сложный узел гигрометра точки росы — устройство для снижения температуры поверхности чувствительного элемента. Сложность охлаждения определяет ограниченное распространение таких приборов. Оригинальный гигрометр [Пат. 3152475 (США)] состоит из теплоизолированного корпуса 3 (рис. 90), в котором размещена вихревая труба 5. Сжатый газ поступает в гигрометр через вентиль 7. Основная часть его направляется в змеевик 4 и подается через трубу 2 и вентиль 1 в вихревую трубу. Охлажденный поток вытекает в патрубок 10 и далее течет по внутреннему кожуху, омывая змеевик и стенки вихревой трубы. Благодаря регенерации холода удается

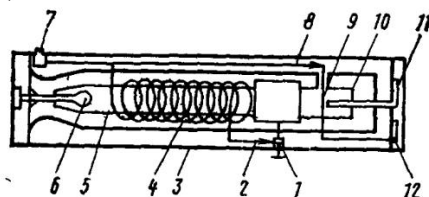


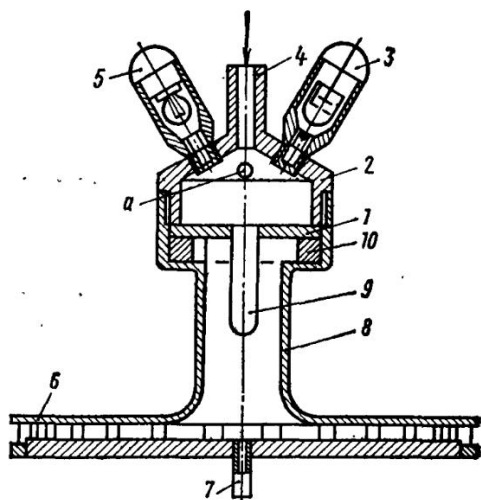
Рис. 90. Схема вихревого гигрометра

обеспечить температуру в патрубке 10 до 190 К при $p=0,7$ МПа. Остальная часть сжатого воздуха по трубке 8 поступает в капилляр 9, расположенный в холодном патрубке. Расход газа через капилляр измеряют прибором 12. Для определения точки росы при фиксированном положении запорного органа 6 открывают вентиль 1 и измеряют термометром 11 температуру охлажденного потока вблизи капилляра (точке росы соответствует температура, при которой забивается капилляр и прекращается расход газа через прибор 12).

Способность вихревой трубы создавать в приосевой области вихревой зоны пониженное давление используют для получения высоких эффектов охлаждения в так называемых самовакуумирующихся вихревых трубах. В них практически мгновенно возникает эффект охлаждения, сопровождающийся высоким коэффициентом теплообмена, что позволяет использовать самовакуумирующиеся вихревые трубы для охлаждения различных цилиндрических тел до температуры 170 К при $p=0,6$ МПа.

Самовакуумирующаяся вихревая труба использована в гигрометре, разработанном А. П. Меркуловым (рис. 91). Сжатый газ через патрубок 4 подается в полость корпуса 2, где он омывает полированную пластину 1, припаянную к торцу охлаждаемого элемента 9. При снижении температуры пластины до точки росы испытуемого газа на ее поверхности осаждается влага. Световой луч лампочки 5 попадает на зеркальную поверхность, отражается и попадает на фотоэлемент 3. Момент помутнения зеркальной поверхности от выпавшей влаги регистрируется фотоэлементом 3 и электронным устройством, а температура — терморпарой, соединенной с потенциометром. Отверстие а предназначено для прокачки исследуемого газа через полость корпуса 2, патрубок 7 — для стабилизации работы вихревой трубы.

Рис. 91. Вихревой
гигрометр кон-
струкции КуАИ



Самовакумирующаяся вихревая труба состоит из корпуса 8 и установленного за камерой энергетического разделения щелевого или лопаточного диффузора 6. Сжатый воздух подается через сопло 10, расширившийся воздух вытекает через диффузор в атмосферу. В результате такой организации процесса создается разрежение и температура на оси камеры снижается. В самовакумирующихся трубах можно создать перепад между температурой газа перед соплом и температурой в приосевых слоях, более чем в 2 раза превышающий ΔT_x для обычных вихревых труб.

Самовакумирующиеся вихревые трубы используют для охлаждения цилиндрических тел, располагаемых внутри камеры разделения. Например, в рассматриваемом гигрометре приосевые слои омывают охлаждаемый элемент 9, изготовленный из меди или другого материала с высоким коэффициентом теплопроводности. При питании сжатым воздухом от заводской сети описанный гигрометр позволяет определять точку росы вплоть до 180 К.

Наличие разрежения в осевой области вихревой зоны дает возможность определять влажность разреженных газов с абсолютным давлением до 0,01 МПа, не применяя при этом специальных откачивающих устройств. Газ прокачивается через регулируемое отвер-

стие в корпусе 2, соединенное трубой с патрубком 7. При испытании газов с повышенным по сравнению с атмосферным давлением отверстие *a* может сообщаться с атмосферой.

Охлаждение оптических квантовых генераторов. Использование самовакуумирующейся вихревой трубы для охлаждения активного элемента позволяет уменьшить размеры и массу системы охлаждения по сравнению с применяемыми воздушными или фреоновыми системами. При воздушном охлаждении сжатый воздух продувают через кольцевой зазор между активным элементом и обечайкой; несмотря на значительные потери давления в линии охлаждения не удается получить коэффициенты теплоотдачи более $80 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. При вихревом способе охлаждения, разработанном в отраслевой лаборатории КуАИ, коэффициент теплоотдачи составляет $300\text{—}500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Дополнительный эффект охлаждения получен за счет снижения температуры воздуха в приосевых слоях.

На рис. 92 приведена схема камеры оптического квантового генератора в сочетании с самовакуумирующейся вихревой трубой. Активный элемент 1 оптического квантового генератора размещен в оправках по оси вихревой трубы 2, цилиндрическая стенка которой изготовлена из кварцевого стекла. Тангенциальное сопло сообщается с камерой, образуемой стенкой вихревой трубы 2 и элементом 1. На нагретом конце вихревой камеры установлен щелевой диффузор, образованный дву-

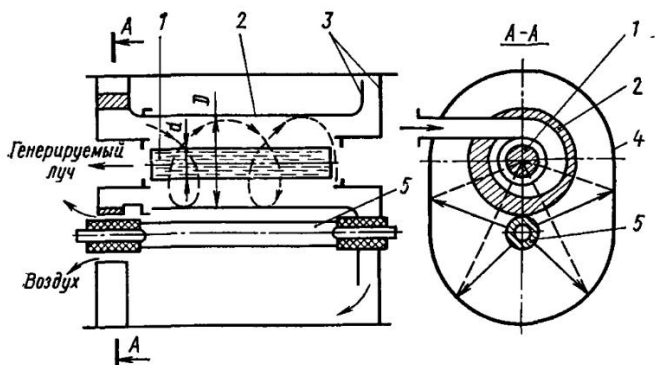


Рис. 92. Схема охлаждения оптического квантового генератора вихревой трубой

мя дисками 3. Ось вихревой трубы совмещена с одной из фокальных осей эллиптического отражателя 4, вдоль другой оси расположена лампа накачки 5. Отработанный воздух из диффузора поступает внутрь отражателя 4, охлаждает лампу накачки и выпускается в атмосферу.

Площадь сечения сопла в трубе $\bar{F}_c=0,1$, длина трубы $\bar{L}=2...5$. Ширину диффузора выбирают в соответствии с заданной температурой кристалла. Эффект охлаждения максимален при зазоре между пластинами диффузора $\bar{\Delta}=0,05...0,07$. Вихревая труба практически безынерционна, что позволяет быстро выводить оптический квантовый генератор на рабочий режим.

Вихревые эжекторы в последнее время находят все большее применение в промышленности. В Тольяттинском политехническом институте разработан пневмовихревой мелкодисперсный распылитель жидкостей, в частности лакокрасочных материалов. В распылителе применен вихревой эжектор. Это повысило качество распыления и обеспечило подачу краски на высоту до 5 м. Значительно упрощена конструкция распылителя, так как исключены сосуды и трубопроводы для подачи лакокрасочных материалов под повышенным давлением. Одновременно повысилась безопасность работы. Подачу и распыление жидкости обеспечивает создаваемое эжектором разрежение 0,05—0,06 МПа. Для нормальной работы достаточно давление сжатого воздуха 0,20—0,25 МПа.

Существенным преимуществом разработанного краскораспылителя является и то, что дозирующие каналы распылительной головки имеют большие проходные сечения. Например, диаметр проходного сечения жиклера 3 мм, а диаметр выходного сопла 9 мм. Это исключает засорение распылительной головки.

В теплоэнергетике одним из резервов экономии тепловых ресурсов является утилизация низкопотенциальных водяных паров. Для этой цели применяют струйные эжекторы. Однако во многих случаях их использование сдерживается из-за низких степеней сжатия. Крутая рабочая характеристика затрудняет применение их на переменных режимах работы.

Созданный В. В. Ильиным вихревой эжектор для сжатия водяных паров от давления 0,1 до 0,3 МПа имеет более пологую характеристику. В качестве эжекти-

рующего рабочего тела использован пар с давлением 1,5 МПа и температурой 573 К.

Передвижные кондиционеры. Еще одной из перспективных областей применения вихревых труб является использование их в передвижных генераторах холода

Во время монтажных и других работ в замкнутых и труднодоступных помещениях, особенно при проведении сварочных работ, значительно ухудшаются условия труда из-за повышения температуры среды и увеличения ее загрязненности. Возникает необходимость кондиционирования этих объемов. Использование кондиционеров с парокомпрессионной холодильной машиной во многих случаях неудобно. К тому же серийно выпускаемые кондиционеры имеют большие массу и размеры, достаточно сложны в эксплуатации. Вихревой кондиционер надежен в работе, не требует специальной подготовки для эксплуатации, взрывобезопасен, прост в изготовлении. В данном случае вихревая труба является источником охлажденного свежего воздуха и вентилятором. Можно полезно использовать и энергию нагретого потока. Для этого его направляют в эжектор, который отводит непосредственно от источников загрязнения за пределы кондиционируемого объема загрязненный воздух. Вихревой кондиционер наиболее удобен в случаях, когда кондиционируется не весь объем, а только его часть, т. е. когда благоприятные условия для пребывания людей можно создавать в ограниченной зоне.

На Николаевском судостроительном заводе предложен и разработан вихревой технологический кондиционер. Он состоит из двух охлаждаемых вихревых труб, размещенных в общем корпусе. Охлажденный воздух смешивается в эжекторе с атмосферным. Регулированием режима работы эжектора поддерживают температуру подаваемого воздуха в пределах санитарных норм. Для снижения уровня шума предусмотрены шумопоглощающая камера внутри кондиционера и глушитель шума, установленный на выходном фланце воздухопровода. Удачно используется энергия нагретого потока. Последний поступает в эжектор, который прокачивает удаляемый из судового помещения загрязненный воздух через рубашку вихревой трубы, т. е. одновременно с проветриванием помещения организован отвод теплоты от стенок камеры разделения.

На заводе разработано шесть типоразмеров вихревых кондиционеров. Для использования на строящемся судне был выбран технологический кондиционер ТК-3. При давлении 0,5 МПа и расходе 300 м³/ч воздуха обеспечивались холодопроизводительность 2500 Вт и удаление 300 м³/ч загрязненного воздуха. Размеры кондиционера: ширина 530 мм, высота 350 мм, длина 610 мм; масса 9 кг. Уровень шума не превышал 80 дБ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Успешное использование вихревого эффекта во многих отраслях народного хозяйства объясняется спецификой работы вихревых аппаратов. В камере разделения одновременно протекают следующие процессы: разделение потоков сжатого газа на охлажденный и нагретый потоки, отвод теплоты газа в окружающую среду, фазовое разделение двухфазных сред и компонентное разделение газовых смесей. Обычно на работу вихревого аппарата оказывают превалирующее влияние один-два из указанных процессов. Выбор превалирующих процессов определяется назначением аппарата. Другие важные особенности работы вихревого аппарата: малая инерционность, нечувствительность к гравитационным силам, вибрациям и механическим перегрузкам. В связи с этим вихревой аппарат не следует рассматривать как наиболее простой, но менее эффективный заменитель традиционно используемых машин и аппаратов.

Наиболее часто вихревые аппараты применяют в случаях, когда традиционно используемые машины и аппараты не могут обеспечить все предъявляемые к ним требования. Например, детандер для шлангового кондиционера не удастся выполнить с приемлемыми надежностью, массой и объемом, т. е. невозможно разместить его на защитном костюме и обеспечить заданный срок службы снаряжения. В других случаях велики затраты на создание новых конструкций традиционно используемых машин и аппаратов. В связи с указанным в системах периодического действия в большинстве случаев рационально применять вихревые аппараты.

Следует отметить, что использование вихревых аппаратов позволяет создавать системы и установки с ка-

чественно новыми характеристиками. Так, вихревые охладители позволяют создавать практически безынерционные системы с неограниченным сроком службы, а вихревые ректификаторы — создавать системы для разделения газовых смесей, способные работать во время движения любых видов транспортных средств.

На ранней стадии развития вихревых аппаратов основной целью их использования была утилизация перепадов давлений в существующих технологических процессах. В настоящее время преобладают такие случаи применения, когда без включения в систему вихревого аппарата невозможно или нерационально решать поставленную техническую задачу. В таких случаях вихревой аппарат является не вспомогательным, а одним из главных агрегатов системы или установки. Естественно, что подход к проектированию и изготовлению главного агрегата существенно отличается от применяемого при разработке вспомогательного агрегата.

На современном уровне развития вихревых аппаратов возросла актуальность исследований, направленных на углубленное изучение процессов, совершенствование конструкции и технологии изготовления отдельных узлов. Отсутствие строгой теории ощущается наиболее остро при проектировании систем и установок, в которых вихревой аппарат является одним из главных агрегатов. В связи с этим первостепенной задачей остается разработка теории, позволяющей получить достаточно надежное математическое описание процессов, которые происходят в камере разделения.

Область применения вихревых аппаратов настолько широка, что не удастся прогнозировать все возможные случаи применения их даже в ближайшем будущем.

Многие из читателей, ознакомившихся со спецификой работы вихревых аппаратов, несомненно используют их при решении большого числа технических задач.

1. Азаров А. И. Охлаждаемая вихревая труба с нестационарным горячим потоком. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев: Техніка, 1973, № 17, с. 21—44.

2. Азаров А. И. Характеристики вихревой трубы с рециркулирующим горячим потоком. — В кн.: Холодильная техника и технология. Киев: Техніка, 1974, № 18, с. 48—52.

3. Берлин М. А., Горченко В. Г., Волков И. П. Переработка нефтяных и природных газов. — М.: 1981. 253 с.

4. Бобровников Г. Н., Поляков А. А., Ильина Н. И. Исследования работы вихревой трубы на влажном воздухе. — Холодильная техника, 1976, № 11, с. 25—27.

5. Борисенко А. И., Высочин В. А., Сафоиев В. А. Исследование параметров внутри вихревой трубы. — В кн.: Самолетостроение. Техника воздушного флота. Харьков, 1976, с. 45—48.

6. Вихревой кондиционер/Г. Н. Бобровников, А. А. Поляков, А. П. Лепяко и др. — Машинны, приборы, стенды. Каталог. М.: МВТУ, 1974, № 4, с. 14.

7. Вихревой эффект и его применение в технике. Материалы II Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев: КуАИ, 1976. 273 с.

8. Вихревой эффект и его промышленное применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев: КуАИ, 1981. 443 с.

9. Гришин А. А. Влияние влажности сжатого воздуха на температуру холодного потока вихревого охладителя. — Охлаждение воздуха в угольных шахтах. МакНИИ, 1973, вып. 3, с. 62—64.

10. Иванов С. В. Вихревая труба для обогащения воздуха кислородом. — Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1976, № 240, с. 129—131.

11. Иванов С. В., Сулов А. Д., Чижилов Ю. В. Модель механизма низкотемпературного разделения воздуха в вихревой трубе — В кн.: Криогенные машины. Новосибирск: Межвузовский сборник, 1977, с. 66—73.

12. Исследование работы трехпоточной вихревой трубы на нефтяном газе/Авт.: А. Н. Чернов, Е. М. Брещенко, Г. Н. Бобровников, А. А. Поляков. — В кн.: Переработка нефтяных газов. М.: ВНИИОЭНГ, 1981, вып. 7, с. 115—123.

13. Иткин М. С. Пуски блоков из горячего состояния с использованием вихревой трубы. — Энергомашиностроение, 1973, № 8, с. 1—3.

14. Коллинз Р. Л., Лавлейс Р. Б. Экспериментальное исследование течения парожидкостной смеси пропана через вихревую тру-

бу Ранка — Хилша/Пер. с англ. — Теплопередача, 1979, т. 101, № 2, с. 131—138.

15. Мартынов А. В., Бродянский В. М. Что такое вихревая труба? М.: Энергия, 1976. 152 с.

16. Меркулов А. П. Вихревой эффект и его применение в технике. М.: Машиностроение, 1969. 184 с.

17. Метейин В. И., Савельев С. Н. Исследование аэродинамики конических вихревых труб. — Труды ЛТИ, 1980, № 2, с. 108—114.

18. Модель процесса компонентного разделения углеводородных газовых смесей в вихревой трубе/А. Н. Чернов, Г. И. Бобровников, А. А. Поляков и др. — В кн.: Математическое моделирование газоперерабатывающих производств. М.: ВНИИОЭНГ, 1982, вып. 8, с. 27—36.

19. Некоторые вопросы исследования вихревого эффекта и его промышленного применения. Материалы I Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев: КуАИ, 1974. 276 с.

20. Охрана окружающей среды: Учеб. пособие/Под ред. С. В. Белова. М.: Высшая школа, 1983. 264 с.

21. Очистка природного газа от сернистых соединений низкотемпературной сорбцией конденсирующихся углеводородов/М. А. Жидков, И. Л. Лейтес, Б. Г. Тагинуев и др. — Газовая промышленность, 1974, № 6, с. 43—46.

22. Поляков А. А. Исследование воздушных систем термостатирования и их расчет. — Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1982, № 388, с. 38—70.

23. Поляков А. А., Ильина Н. И. Экспериментальное исследование процесса конденсации паров воды в вихревых трубах. — В кн.: Тематический сборник трудов ВНИИХолодмаш. 1977, с. 143—172.

24. Поляков А. А. Исследование работы вихревой трубы на влажном воздухе. — В кн.: Вихревой эффект и его применение в технике. Куйбышев: КуАИ, 1976, с. 44—48.

25. Поляков А. А., Канаво В. А., Ильина Н. И. Осушители воздуха технологических помещений. — Холодильное машиностроение. Серия ХМ-7 (обзорная информация). М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981, с. 20—26.

26. Рудаков Ю. С., Казанцев А. А., Шустров Ю. М. Влияние формы завихрителя на температурную эффективность вихревого холодильника. — Изв. вузов. Авиационная техника, 1978, № 3, с. 103—106.

27. Савельев С. Н., Бобров В. В. Экспериментальные исследования конических вихревых труб. — В кн.: Тезисы докладов областной научно-технической конференции. Куйбышев: КПТИ, 1977, с. 104—106.

28. Современное состояние и возможности применения вихревых труб в холодильной технике и в системах кондиционирования/Г. Н. Бобровников, А. А. Поляков, А. П. Лепявко и др. — Холодильное машиностроение. Серия ХМ-7 (обзорная информация). М.: ЦИНТИхимнефтемаш, 1981. 52 с.

29. Суслов А. Д., Чижигов Ю. В., Иванов С. В. Исследование оптимальных геометрических характеристик вихревой трубы для низкотемпературного разделения воздуха. — Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1979, № 296, с. 84—89.

30. Суслов А. Д., Чижигов Ю. В., Иванов С. В. Разработка и исследование нового типа воздухоразделительного аппарата — вих-

ревого ректификатора. — Химическое и нефтяное машиностроение, 1980, № 9, с. 5—6.

31. Такахама Х., Иокосава Х. Энергетическое разделение потоков в вихревой трубе с диффузорной камерой/Пер. с англ. — Теплопередача, 1981, т. 103, № 2, с. 10—18.

32. Тер-Ионесян Р. С. Повышение эффективности кондиционеров защитного снаряжения. — Труды МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1979, № 296, с. 102—109.

33. Хантли Г. Анализ размерностей/Пер. с англ.; под ред. И. Т. Аладьева и К. Д. Воскресенского. М.: Мир, 1970. 176 с.

34. Щукин В. К., Халатов А. А. Теплообмен, массообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. М.: Машиностроение, 1982. 200 с.

35. Singh M., Narayankhedkar K. G. Personal cooling belt.—Revue Internationale du Froid, 1982, v. 5, N 5, p. 314—315.

36. Takahama H., Tonimoto K. Study of Vortex Tubes. Effect of the Bend of a Vortex Chamber. — Bull. ISME, 1974, v. 17, N 108, p. 740—747.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Физические основы вихревого эффекта . . .	5
1.1 Принцип действия вихревого холодильно-нагревательного аппарата	5
1.2 Обзор теоретических исследований вихревого эффекта	14
1.3. Условия обеспечения подобия протекания процессов .	19
1.4. Влияние начальных параметров и свойств рабочего тела на процесс разделения	25
1.5 Этапы развития вихревых охладителей	30
Глава 2. Расчет и конструирование вихревых труб и эжекторов	46
2.1. Основные элементы вихревой трубы	46
2.2. Расчет адиабатной вихревой трубы	59
2.3. Влияние влажности воздуха на работу вихревой трубы	65
2.4. Охлаждаемые вихревые трубы	74
2.5. Конструкции и расчет вихревых охладителей с рециркуляцией потока промежуточного давления	88
2.6. Ступенчатые и каскадные вихревые охладители	103
2.7. Вихревые эжекторы	106
2.8. Акустические характеристики вихревой трубы и методы борьбы с шумом	117
2.9. Регулирование вихревых аппаратов	121
Глава 3. Вихревые аппараты для фазового и компонентного разделения смесей	128
3.1. Работа вихревой трубы на газожидкостной смеси .	128
3.2. Компонентное разделение газоконденсатных смесей .	140
3.3. Низкотемпературная ректификация воздуха в вихревых аппаратах	153
3.4. Сепарация многокомпонентных газовых смесей . . .	163
3.5. Сепарация пылегазовых смесей	168

Глава 4. Промышленное применение вихревых аппаратов .	172
4.1. Вихревые холодильные камеры, термостаты и нагреватели	172
4.2. Вихревые переносные и передвижные кондиционеры .	186
4.3. Установки для разделения газовых смесей	195
4.4. Осушка воздуха и газов	212
4.5. Использование вихревых труб в авиации и на транспорте	227
4.6. Другие области применения вихревых аппаратов .	236
Заключение	245
Список литературы	247