DOI: 10.15593/2224-9982/2017.49.12

УДК 621.573:621.565.83

**Ш.А. Пиралишвили¹, С.В. Веретенников¹, Г.Ш. Пиралишвили²,
О.В. Василюк¹**

¹ Рыбинский государственный авиационный технический университет им. П.А. Соловьева,
Рыбинск, Россия

² АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Казань, Россия

АНАЛИЗ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВИХРЕВЫХ ТРУБАХ

Изложены принципы рабочего процесса наиболее успешных по энергоразделению моделей вихревых устройств с небольшим экскурсом в историю. Подтверждено основное влияние крупномасштабных вихревых структур на перенос энергии в форме тепла. Их появление неразрывно связано с прецессионным характером течения приосевого вихря, перемещающегося от дросселя к сопловому сечению. Экспериментально и численно подтверждено формирование прецессией этих вторичных крупномасштабных вихревых структур. Проанализирована причинно-следственная связь переноса массы в камере энергоразделения с его влиянием на результирующий эффект и способы снижения негативных эффектов. Доказано влияние генерации турбулентности на процесс создания вихревых структур. Максимальный эффект энергоразделения наблюдается, когда разность между генерацией и диссипацией турбулентности максимальна. На основе анализа численного и экспериментального моделирования рабочего процесса вихревых труб выявлены общие характеристики для различных конструкций. Рассмотрены области целесообразного использования эффекта в технике и технологиях, показана перспективность создания на базе вихревых течений горелочных устройств, камер сгорания и применения малоразмерных труб для систем термостатирования, тепловой защиты от перегрева и обледенения.

Ключевые слова: вихревой эффект, энергоразделение, вихревые структуры, прецессия, горение, пульсации, масштабный фактор, гипотеза.

Sh.A. Piralishvili¹, S.V. Veretennikov¹, G.Sh. Piralishvili², O.V. Vasilyuk¹

¹ P.A. Soloviev Rybinsk State Aviation Technical University, Rybinsk, Russian Federation

² JSC "V.B. Shnepp NII turbocompressor", Kazan, Russian Federation

THE ANALYSIS OF THERMOPHYSICAL PROCESSES IN VORTEX TUBES

The principles of the workflow of the most successful models of the energy separation of vortex devices with a small insight into the clarification of history are stated. Confirmed the main influence of large-scale vortex structures on the energy transfer in the form of heat. Their appearance is inextricably linked to the precessional nature of the flow paraxial vortex, moving from throttle to the nozzle section. Experimentally and numerically confirmed the formation of precession of these large-scale secondary vortex structures. Analyzed the causal relationship of the mass transfer in the chamber of energy separation with its influence on the resulting effect and ways to reduce negative effects. Proven to influence the generation of turbulence to vortex structures. The maximum effect of the energy separation is observed when the difference between generation and dissipation of turbulence is maximum. Based on the analysis of numerical and experimental simulation of the working process of vortex tubes, general characteristics for various designs are revealed. Describes the field of practical use of the effect in technique and technology, the prospects of the creation of vortex flow burners, combustion chambers and the use of small pipes for temperature control systems, thermal protection from overheating and icing.

Keywords: vortex effect, energy separation, vortex structures, precession, burning, pulsation, scale factor, hypothesis.

Перенос энергии, протекающий в совпадающем с градиентом температуры направлении, в сжимаемых сплошных средах при наличии закрутки потока открыт учеными в начале прошлого столетия в процессе наблюдений за явлениями, протекающими в атмосфере: вихри, смерчи, торнадо. Отмеченный аномальный с точки зрения гипотезы Фурье ($\vec{q}_T = -\lambda \text{grad} T$) эффект возможен лишь в том случае, когда он реализуется вопреки теплопроводности, т.е. носит несколько иной характер, например цикловой. В этом случае для его реализации необходимо затрачивать работу, которая должна выполняться имеющейся в потоке энергией (например, кинетической энергией турбулентности). Приведенные на рис. 1, 2 явления, протекающие

в атмосфере, подтверждают возможность отмеченного переноса. Он реализуется при наличии сопоставленного с градиентом температуры градиента давления ($\text{grad} p$) [1, 2].

Вихревой эффект открыт задолго до Ранка. Его использовали еще во времена Чингисхана в конденсационных колодцах, устанавливаемых вдоль Шелкового пути, где на выложенных из камня конусах конденсировалась влага в центре вращающегося вихря [1]. Водяной пар, содержащийся в воздухе, в процессе закрутки потока с реализацией энергоразделения конденсировался, стекая в кольцевую канаву. Эффект упоминается и в легендах кочевников. Также использовался он народами Северной Африки и юга Испании, где дома в поселении устанавливались тангенциально, что позволяло в двориках (патио) формировать закрутку потока с организацией прохлады в центре искусственного смерча, где жители отдыхали во время нестерпимой жары (сиесты).

Рис. 1. Циркуляция воздушных масс в атмосфере

Рис. 2. Циклоны и антициклоны

Заслуга Ранка, а впоследствии Хилша, состоит в том, что с момента вторичного открытия и проведенных экспериментальных исследований началось интенсивное изучение вихревого эффекта с его техническим внедрением в различных технологиях.

Пионерами вихревого эффекта в СССР можно считать известных ученых профессоров В.С. Мартыновского, В.П. Алексеева (Одесский технологический институт холодильной промышленности), В.М. Бродянского (Московский энергетический институт), А.П. Меркулова (Куйбышевский авиационный институт).

Характерные типы вихревых труб, наиболее распространенные в технике, приведены на рис. 3 [3–6].

Суть эффекта, известного как энергоразделение, состоит в том, что сжатый воздух (сжимаемая среда) в процессе противоточного закрученного течения разделяется на два потока, один из которых истекает в виде охлажденного течения из отверстия диафрагмы (G_x), а второй – подогретый – из проходного сечения дросселя (G_r). Оценочными параметрами процесса служат: полное давление p_1^* и температура T_1^* на входе в сопловой ввод, статическое давление на выходе, чаще всего оно является атмосферным ($p_{\text{атм}}$). Качество процесса определяется известными величинами: относительной долей охлажденных масс газа $\mu = G_x / G_1$, температурной эффективностью $\eta_t = \Delta t_x^* / \Delta t_s$. Абсолютный эффект снижения температуры при изоэнтропном расширении определяется соотношением

$$\Delta t_s = T_1 \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_1^*} \right)^{(k-1)/k} \right]. \quad (1)$$

 Рис. 3. Схемы основных типов вихревых труб [6]: v – скорость; G – расход

Область технического использования эффекта обширна. Подходы разработчиков к проектированию в подавляющем большинстве случаев обоснованны. Гораздо сложнее решается проблема его теоретического описания [3].

Большинство гипотез не выдерживает критики с позиции философии науки и техники. Следуя А. Эйнштейну, будем считать, что оценку достоверности теоретического описания явления необходимо проводить на основе двух объективных подходов. Первый из них состоит в том, что преимущество в описании следует отдавать той гипотезе, которая позволяет объяснить наибольшее количество наблюдаемых в явлении характерных физических процессов. Второй требует достаточно простого и разумного использования в описании возможных допущений и предположений. Лучше если они будут проверены опытным путем.

Наиболее достоверной является гипотеза взаимодействия вихрей. Отметим, что в ней не до конца выяснены такие элементы, как влияние масштабного фактора, прецессии приосевого вихря, стока в отверстие диафрагмы сжатого газа по ее поверхности, учет неадиабатности и отвод энергии волновыми процессами.

Не загружая статью описанием постановки численных экспериментов, отразим в работе лишь некоторые полученные характерные эффекты.

Для вихревой трубы с дополнительным потоком эффективным в сопловом сечении является диаметр $d_{\text{тр}} = 30$ мм, камера энергоразделения коническая с углом раскрытия $3,5^\circ$ и длиной проточной части $l = 9d_{\text{тр}}$. Опыты и расчеты отмечают нестационарность потока с генерацией низкочастотных и высокочастотных колебаний (рис. 4) [7–9]. Связанные с генерацией прецессионного движения приосевого вихря, они приводят к колебанию расхода и формированию энергопереносящих крупномасштабных вихревых структур, сливающихся в торовый вихрь, охватывающий приосевую вихрь, перемещающийся от соплового ввода к дроссельному сечению (рис. 5) [7, 10–12].

Рис. 4. Амплитуда низкочастотных и высокочастотных колебаний полного давления: а – $1 - \bar{r} = 1,0$; $2 - \bar{r} = 0,8$; $3 - \bar{r} = 0,6$; $4 - \bar{r} = 0,4$; $5 - \bar{r} = 0,2$; $6 - \bar{r} = 0,2$; б – $1 - \bar{x} = 1,0$; $2 - \bar{x} = 3,0$; $3 - \bar{x} = 5,0$; $4 - \bar{x} = 7,0$; $5 - \bar{x} = 9,0$

Рис. 5. Течение потока в камере энергоразделения и распределение коэффициентов теплоотдачи по поверхности

По аналогии с аномальным переносом тепла в атмосфере Земли в направлении, сонаправленном градиенту температуры, реализуется идентичный транспорт тепла от приосевых слоев к периферийным и в камере энергоразделения вихревых труб. Процесс переноса энергии в форме тепла осуществляется крупномасштабными вихревыми структурами. Стенки трубы неадиабатны, а коэффициенты теплоотдачи на поверхности составляют от 200 до 2500 Вт/(м² · К), что хорошо согласуется с опытными результатами [7, 11, 13]. Отмеченные значения теплоотдачи с поверхности получены для классических противоточных труб малого диаметра $5 \leq d_{\text{тр}} \leq 10$ мм при передаче тепла от потока стенкам вихревой трубы. На наружной поверхности величина коэффициента теплоотдачи не превосходит 400 Вт/(м² · К).

Экспериментальные данные и численные расчеты подтверждают, что подавление звуковых колебаний в диапазоне частот близких к 2 кГц приводит к снижению эффективности энергоразделения. Этот факт можно рассматривать как подтверждение переноса энергии от приосевых слоев к периферийным за счет ее транспорта в крупномасштабных вихревых структурах, генерируемых прецессией вихревого ядра (см. рис. 5; 6, 7).

Рис. 6. Теплоотдача от газа к поверхности трубы:
 1 – $\mu = 0,32$; 2 – $\mu = 0,4$; 3 – $\mu = 0,74$; 4 – $\mu = 0,48$;
 5 – $\mu = 0,55$

Рис. 7. Сопоставление генерации Γ с диссипацией D

В классической термодинамике масштабный фактор не учитывается. В реальном рабочем процессе вихревых энергоразделителей мы наблюдаем существенный необратимый процесс с позиций термодинамики, требующей для более полной достоверности учет возможных явлений переноса, связанных с интенсивной турбулизацией течения. Масштабный фактор взаимосвязан с генерацией турбулентных структур, их размерами и объемной концентрацией. Наличие температурного градиента, направленного от оси к периферии потока, сонаправленного с градиентом давления, приводит к конкурентному взаимодействию двух противоположных потоков переноса энергии в форме тепла.

В процессе реализации холодильных циклов теплоперенос в конвективной форме от прецессирующего вихря к пристенному вынужденному вихрю определится соотношением

$$q_k = \rho v c_p T. \quad (2)$$

Направленный в обратную сторону тепловой поток теплопроводности в соответствии с гипотезой Фурье

$$\vec{q}_T = -\lambda_T \text{grad} T. \quad (3)$$

Их соотношение в предположении адиабатности быстропротекающих процессов в закрученном потоке позволит после преобразований записать отношение q_T/q_k в виде

$$\frac{q_T}{q_k} = \lambda_T \left(1 + \frac{\frac{\pi^\alpha}{\tau} - 1}{\frac{\pi^\alpha}{\tau} + 1} \right) \cdot (1 - \pi^\alpha), \quad (4)$$

где $\alpha = \frac{k-1}{k}$. После подстановки в формулу (4) величин, соответствующих реальному известному процессу энергоразделения в трубах [5, 6] диаметром 20 мм, получена величина $q_T/q_k = 0,266 \cdot 10^{-5}$. Это подтверждает незначительность влияния теплопроводности на процесс переноса энергии холодильными циклами, совершаемыми крупномасштабными вихревыми структурами.

Генерация крупномасштабных вихревых структур формируется в процессе турбулентного течения с присутствием прецессии приосевого вихревого жгута, перемещающегося от дроссельного сечения к выходу из отверстия диафрагмы. Влияние турбулентности можно оценить соотношением ее генерации с диссипацией [4–6]. Фактором, определяющим ее влияние на процесс, является превышение генерации над диссипацией (см. рис. 7).

Анализ турбулентной структуры в камере энергоразделения подробно рассмотрен в монографии [4]. В результате получена математическая зависимость расчета отмеченного превышения как разность $\Gamma - Д$:

$$\Gamma - Д = \chi \frac{v^3}{d_{тр}} - \left(0,4 + \frac{15v_T}{\varepsilon \gamma v d_{тр}} \right) \frac{\varepsilon^3 v^3}{\lambda d_{тр}}, \quad (5)$$

где $\chi = 0,03$; $\gamma = 0,05$; $\lambda = 0,5 \dots 0,6$.

Расчеты показали, что при $d_{тр} = d_{max} = 30,8$ мм и $d_{тр} = d_{min} = 11,2$ мм темпы генерации и диссипации одинаковы [6, 14, 15]. Максимальный эффект энергоразделения, реализуемый в цикловом процессе, наблюдается при $d_{тр} = 20$ мм, при котором разность $\Gamma - Д$ максимальна. С увеличением и уменьшением диаметра проточной части энергоразделение в процессе реализации циклов снижается, что связано со снижением концентрации крупномасштабных вихревых структур при $d_{тр} > 30,8$ мм и ростом скорости диссипации мелкомасштабной турбулентной структуры при $d_{тр} < 11,2$ мм.

Экспериментальные исследования, как правило, протекают в неадиабатной постановке. Это же позволяет реализовать оценку влияния на эффект возможных процессов энергопереноса за счет неадиабатности и возможных волновых явлений (электромагнитных и акустических). На рис. 8 показана зависимость эффекта энергоразделения от величины диаметра проточной части и неадиабатности.

Экспериментальные результаты расположены чуть выше расчетных, полученных в адиабатной постановке. Опуская детали теплового анализа, отметим соотношение распределения подводимой полной энтальпии по возможным составляющим на выходе. Характер диаграммы существенно меняется в зависимости от относительной доли охлажденного потока μ . Теплоотвод в окружающую среду и волновые процессы в общем объеме располагаемой энтальпии составляют незначительную величину. Существенно большее влияние на процесс оказывает величина диаметра $d_{тр}$ (рис. 9).

Рис. 8. Зависимость относительного эффекта охлаждения от доли охлажденного потока:
 $l_{тр} = 90$ мм; $d_T = 30$ мм; $p_1 = 0,4$ МПа, $T_1 = 298$ К,
 $\mu = 1,1$; 1 – эксперимент; 2 – численный расчет

Рис. 9. Зависимость энтальпии от диаметра

Совокупный анализ численного и экспериментального моделирования рабочего процесса позволяет отметить ряд общих характеристик энергоразделения для труб различных конструкций:

– проявление неустойчивости состоит в низкочастотных (1–2 кГц) и высокочастотных (10–16 кГц) пульсациях давления и связанных с ними эффектах прецессионного движения вихревого ядра и когерентных вихревых структур в виде спиралевидных жгутов, распространяющихся по периферии потока, при возникновении которых появляется скачок гидравлического сопротивления;

– подавление звуковых колебаний в диапазоне частот близких к 2 кГц приводит к снижению эффективности энергоразделения.

– турбулентность потока в вихревой трубе неоднородна и неизотропна с ростом масштаба турбулентности от центра к периферии при однонаправленном снижении ее интенсивности;

– течение в камере энергоразделения существенно нестационарно с генерацией акустических колебаний, сопровождающихся колебаниями термодинамических параметров (p и T) и температурной стратификацией, приводящей к разделению потока по полной энтальпии [6].

Вклад уноса энергии волновыми процессами и естественной неадиабатности в энергоразделение незначителен.

Вихревые трубы применяются во многих отраслях как устройства охлаждения, кондиционирования, термостатирования, очистки и сепарации. Их использование целесообразно в тех случаях, когда имеется избыточный перепад давления сжимаемой среды – газа. Во всех остальных случаях вихревые трубы целесообразно применять, если требуется надежное технически несложное в реализации устройство с достаточно большим ресурсом, простотой обслуживания, настройки и эксплуатации. Основным недостаток вихревых труб – низкое термодинамическое совершенство. Эффективность вихревых адиабатных труб менее 40 % от охлаждения при изэнтропном расширении при срабатывании реального перепада давления. Совокупный эффект сепарации, охлаждения и очистки, реализованный в ряде технических устройств, нашел применение в нефтегазовой и химической отраслях [6, 14]. Отмеченные направления широко освещены в трудах СГАУ, МВТУ, РГАТУ, МЭИ и других доступных источниках.

В последнее время вихревой эффект применяется в технологиях, связанных с интенсификацией теплообменных, смесеобразовательных и горелочных процессов [6]. Конвективный перенос энергии в форме тепла в вихревой трубе заметно интенсифицируется благодаря наличию поперечных компонент вектора скорости – тангенциальной v_ϕ и радиальной v_r . Это приводит к росту переноса массы и энергии, интенсифицируя процессы тепломассообмена с выравниванием локальных неравномерностей температуры. В публикации [5] приведены варианты охлаждаемых лопаток высокотемпературных газовых турбин со встроенными в конструкцию вихревыми трубками (рис. 10). Элементы лопатки охлаждаются потоком, имеющим более высокую температуру, что снижает ее неравномерность по контуру поперечного сечения. В лопатке с конвективным петлевым охлаждением весь поток охлаждающего воздуха подается в канал охлаждения входной кромки, а в лопатке с вихревым охлаждением – лишь 1,3 его расхода. Тем не менее теплосъем с входной кромки от корня до $\bar{h} = 0,3$ у лопатки с вихревым энергоразделителем выше (рис. 11).

Происходит ощутимое снижение температурной неравномерности по высоте входной кромки у лопатки. Снижение эффекта охлаждения на 1/3 высоты лопатки связано с затуханием закрутки и, как следствие, падением коэффициента теплоотдачи. Более эффективными выглядят оптимизированные конструкции с эжекцией воздуха в кромочном канале и подводом дополнительного потока (см. рис. 10), а также со встречным подводом охладителя (рис. 12). Подводимый дополнительно воздух повышенного давления, эжектируя охлажденный поток, компенсирует потери давления, охлаждает среднюю часть лопатки и периферию входной кромки. При этом расход воздуха в кромочном канале возрос на 25 %. Эффективность охлаждения входной кромки на периферии повысилась на 12 %, величина расхода охлаждающего воздуха через лопатку осталась прежней, а перепад давления снизился ($\pi^* = 1,8$). При температуре газа

перед турбиной $T_r^* = 1650$ К можно использовать комбинированную схему охлаждения (см. рис. 11), входная кромка которой надежно защищена пленочной завесой охладителя, выпускаемого из переднего дефлекторного канала ($\bar{G} = 3,3 \%$).

Рис. 10. Оптимизированные конструкции лопатки с вихревым энергоразделителем: а – с эжекцией воздуха в кромочном канале и дополнительным потоком; б – со встречным подводом охладителя [13]

Рис. 11. Температурная неравномерность по высоте входной кромки лопаток: $\Delta T = T_{ст} - T_{ст0}$, где $T_{ст0}$ – температура средней части корневого сечения лопатки с вихревым энергоразделителем

Рис. 12. Эффективность охлаждения лопаток: а – периферийное сечение; б – корневое сечение; в – среднее сечение; 1 – дефлекторная лопатка с конвективно-пленочным охлаждением, $\bar{G} = 6,7 \%$; 2 – лопатка с двумя ВЭ $\mu = 0,6$ с эжекцией, $\bar{G} = 3,4 \%$

Второй и третий каналы выполнены в виде ВЭ с противоположными подводами охладителя, выпускаемого из переднего дефлекторного канала ($\bar{G} = 3,6 \%$). Такая система снижает температурную неравномерность по высоте средней части пера лопатки, что приводит к снижению максимума разности температуры между срединной частью поверхности пера лопатки и выходной кромкой на 15 % (см. рис. 12).

Перспективным является направление, связанное со сжиганием углеводородного топлива во вращающейся среде окислителя, реализуемого в закрученном потоке камеры энергоразделения вихревой трубы.

Организация закрутки потока интенсифицирует процесс качественного смешения и заметно ускоряет процесс протекания реакций горения с высокой полнотой сгорания, теплотонапряженностью и устойчивостью рабочего процесса во всем диапазоне изменения режимных параметров при сравнительно незначительном уровне гидравлических потерь. Можно подчеркнуть равномерность поля температуры по объему зоны горения, надежность воспламенения и низкий уровень эмиссии загрязняющих веществ. Поиск эффективных схем организации сжигания топлива в качестве наиболее оправданного выделил нестехиометрическое горение обедненной топливной смеси, что требует новых научно-технических решений.

Решение проблемы высотного запуска достигнуто повышением качества смесеобразования и существенным увеличением (на 40–50 %) температуры тепловоздушной смеси в торцевой полости камеры энергоразделения с центральной резонирующей камерой и узкой щелью между ней и корпусом камеры энергоразделения (рис. 13–15). Эффекты подогрева смеси достигают $\theta_r^* = 1,54$ (см. рис. 13), что позволяет снизить входную температуру подаваемого воздуха примерно на 50 %, при ней можно реализовать тепловое самовоспламенение смеси.

Рис. 13. Эффекты подогрева от относительного радиуса камеры энергоразделения: 1–8 – эксперимент; 1 – $\bar{F}_c = 22$; 2 – 0,174; 3 – 0,1; 4 – 0,146; 5 – 0,2; 6 – 0,05; 7 – 0,14; 8 – 0,11; 1–8 – $R_d = 0,86$; $T_b^* = 300$ К; $\bar{l} = 6,7$; $\pi^* = 7,0$

Рис. 14. Эффекты подогрева от относительного радиуса: $\bar{F}_c = 0,2$; $\bar{R}_d = 0,86$; $T_b^* = 300$ К; $\bar{l} = 6,7$

Расчеты прогрева и испарения капель, локальных эффектов подогрева и обеспечения условий самовоспламенения топлива показали, что капли диаметром более 20 мкм подвергаются вторичному дроблению, а капли $5 < d < 15$ мкм вылетают из сопла горелки и участвуют в стабилизации факела продуктов сгорания на выходе из нее. Большая часть капель $d \approx 15$ мкм отбрасываются центробежными силами на стенку, размазываясь по ней и испаряясь, одновременно формируя конвективно-пленочное охлаждение.

Исследование рабочего процесса вихревых горелок позволило определить условия устойчивости пламени по входным параметрам топливовоздушной смеси и геометрии проточной части за счет использования естественно формируемых газоди-

Рис. 15. Граница самовоспламенения: 1 – в потоке (данные [5]); 2 – в неподвижной среде (данные К.К. Папока); 3 – эксперимент

намических стабилизаторов. Разработаны вихревые стабилизаторы фронта пламени (рис. 16) [13]. Диапазон устойчивого воспламенения потока топливоздушнoй смеси в камере по перепаду давления на входе в горелку составляет $3,1 \leq \pi^* \leq 3,6$. Изучение характеристик прецессии приосевого вихря с генерацией крупномасштабных периферийных вихревых структур подтвердило возможность образования на границе вихрей квазистационарного парного тороидального вихря, перемещающегося противоположно в осевом направлении (при $\pi^* > 3,0$), динамика которого устойчива и не нарушает эффект прецессии. Его стабильная генерация наблюдается при относительных длинах $\bar{l} > 6,5$.

Рис. 16. Воспламенение смеси и стабилизация пламени в модельной КС: *а* – закрученной струей; *б* – вихревой воспламенитель

На рис. 17 приведены факелы со скачками уплотнений струи для различных режимов по избытку воздуха $\alpha = 0,9$ и $\alpha = 1,2$, а на рис. 16 показан процесс воспламенения топливоздушнoй смеси в модельной камере сгорания закрученной высокоэнтальпийной струей, истекающей из вихревого воспламенителя.

Успешно выполнена попытка разработки вихревой водород-кислородной камеры сгорания для высокотемпературного перегрева пара. При этом стехиометрическое сжигание топливнoй смеси осуществляется в нейтральной среде подогреваемого пара (рис. 18).

Рис. 17. Факелы на выходе из вихревых воспламенителей и стабилизация пламени

Рис. 18. Водород-кислородная вихревая камера сгорания

Исследования работы водород-кислородной камеры сгорания подтвердили устойчивый процесс сгорания водород-кислородной смеси в паровой среде с необходимой степенью ее перегрева. Истечение струи с относительным диаметром отверстия сопла 0,15 было ламинарным. При меньших значениях относительного диаметра (0,1 и 0,075) наблюдались все три возможных режима истечения: ламинарный, переходный и турбулентный. Оценка отмеченной длины факела важна для рациональной организации защиты внутренней поверхности камеры сгорания и организации необходимого качества смешения, обеспечивающего требуемые для равномерного прогрева пара условия тепломассообмена.

Вихревая эжекционная горелка (рис. 18) [16] позволяет организовать необходимое качество смесеобразования, используя создаваемую закрученным потоком воздуха приосевую зону пониженного давления, куда засасывается сжигаемое жидкое или газообразное горючее. Характеристика среднemasсовой температуры, полученная экспериментально, находится в удовлетворительном согласии с данными расчетов, выполненных по уравнениям подобия. На рис. 19 приведены состояния факелов на стехиометрии и границах срыва.

Рис. 19. Состояния факелов на стехиометрии и границах срыва

На основе протекающих в вихревых трубах нестационарных явлений разработан вихреакустический генератор (рис. 20), частотные характеристики которого приведены на рис. 21. Численные расчеты показывают целесообразность его применения для организации устойчивого сжигания в сверхзвуковых потоках при достаточно больших числах Маха $M > 2,0$.

Рис. 20. Вихреакустический генератор

Рис. 21. Зависимость частоты пульсации от перепада давления при различных значениях площади сопла

Численные исследования рабочего процесса сверхзвуковой камеры сгорания с генератором пульсаций показали, что в приосевой области выходного диффузора генератора пульсаций возникает возвратное течение и прецессионно движущееся вихревое ядро. Частота пульсации давления $\nu \sim 15$ Гц. Экспериментальные исследования рабочего процесса генератора пульсаций

с помощью PIV позволили подтвердить наличие нестационарности с частотой колебаний осевой скорости U_z равной ~ 44 Гц (рис. 22, 23).

Рис. 22. Опытная модель сверхзвуковой камеры сгорания

Рис. 23. Распределение температуры в поперечном сечении и на выходе из генератора пульсаций (эксперимент)

Порядок частоты (как и периода) колебаний давления и осевой скорости совпадает. Следует помнить, что пульсации скорости отстают по фазе от пульсации давления на $\pi/2$ [1]. Значение генерируемой частоты входит в диапазон частот, при которых работают современные пульсирующие воздушно-реактивные двигатели (от нескольких герц до нескольких килогерц) [2]. Температура горения (см. рис. 23) приблизительно равна 1600–1900 К, максимум расположен в периферийной области. В приосевой зоне температура пламени значительно ниже. Это объясняется закруткой течения с образованием зоны обратных токов в выходной части генератора.

Представляет интерес возможность организации сжигания пылевидных фракций углеводородного топлива органического происхождения, в том числе и возобновляемого (бурый уголь, торф) в специально сконструированной для этой цели вихревой горелке эжекторного типа (рис. 24).

Рис. 24. Трехмерная модель горелочного устройства для сжигания торфяной пыли

Таким образом, наиболее достоверной физико-математической моделью описания процесса перераспределения энергии в вихревой трубе является гипотеза взаимодействия вихрей. Температурная стратификация носит цикловой характер в процессе генерации крупномасштабных циркулирующих вихревых структур, появление которых неразрывно связано с прецессией приосевого жгута.

Организация противоточного движения в вихревых горелках позволяет получить высокую полноту сгорания 99,9 %, в то время как в прямоточном течении она достигает лишь 99,3 %.

Обоснован процесс организации горения бедной смеси $1,8 \leq \alpha \leq 2,3$ в низкорепадном противоточном течении, рабочий процесс в котором наиболее близок к модели гомогенного реактора идеального перемешивания по числу Дамкелера $Da_m \approx 10^{-2}$.

Вихревые трубы широко применяются в системах охлаждения, термостатирования, криогенной технике, при очистке газа от влаги и твердой примеси. Их рациональное применение обосновано, когда в технологической цепочке имеется остаточное избыточное давление либо оно производится в технологических процессах и может быть использовано в утилизационных целях.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ по гранту № 16-08-00974.

Библиографический список

1. Умяров Х. Великий шелковый путь: вихри в колодцах // Техника молодежи. – 2008. – № 8. – С. 20–24.
2. Мартынов А.В., Бродянский В.М. Что такое вихревая труба? – М.: Энергия, 1976. – 152 с.
3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. – М.: Машиностроение, 1969. – 183 с.
4. Вихревые аппараты / А.Д. Сулов, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
5. Пиралишвили Ш.А. Вихревой эффект. Т. 1. Физическое явление, эксперимент, теоретическое моделирование. – М.: Научтехлитиздат, 2013. – 342 с.
6. Пиралишвили Ш.А. Развитие теории, разработка и внедрение методов расчета вихревых энергоделителей с целью создания эффективных технических устройств: дис. ... д-ра техн. наук. – Рыбинск, 1990. – 302 с.
7. Шторк С.И. Экспериментальное исследование закрученных потоков с формированием крупномасштабных вихревых структур: дис. ... д-ра техн. наук. – Новосибирск, 2015. – 310 с.
8. Prabakaran J., Vaidyanathan S. Effect of orifice and pressure of counter flow vortex tube // Indian Journal of Science and Technology. – 2010. – Vol. 3, № 4. – P. 374–376.
9. Arbuzov V.A. Observation of large-scale hydrodynamic structures in a vortex tube and the Ranque effect // Tech. Phys. Lett. – 1997. – № 23(12). – P. 938–940.
10. Kim C.S., Sohn C.H. Dynamic characteristics of an unsteady flow through a vortex tube // Journal of Mechanical Science and Technology. – 2006. – Vol. 20, № 12. – P. 2209–2217.
11. Кныш Ю.А. Автоколебания в закрученных струях. – Самара: Изд-во Самар. науч. центра РАН, 2006. – 248 с.
12. Wu Y.T., Ding Y., Ji Y.B. Experimental research on vortex tube // Journal of Chemical Industry and Engineering. – 2005. – Vol. 56. – P. 41–44.
13. Вихревой эффект. Технические приложения / В.В. Бирюк, С.В. Веретенников, А.И. Гурьянов, Ш.А. Пиралишвили. – М.: Научтехлитиздат, 2014. – Т. 2 (ч. 1). – 288 с.
14. Fröhlingsdorf W., Unger H. Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-Hilsch vortex tube // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1999. – Vol. 42, iss. 3. – P. 415–422.
15. Юрченко Д. Численное моделирование течения в вихревой трубе с использованием ANSYS Fluent // ANSYS Advantage. – 2009. – № 11. – С. 35–37.
16. Пиралишвили Ш.А., Гурьянов А.И. Вихревые горелки с противотоком // Конверсия в машиностроении. – 2008. – № 1. – С. 11–16.

References

1. Umyarov Kh. Velikiy shelkovyy put: vikhri v kolodtsakh [The Great silk road: vortices in wells]. *Tekhnika molodezhi*, 2008, no. 8, pp. 20-24.
2. Martynov A.V., Brodyanskiy V.M. Chto takoe vikhrevaya truba? [What is a vortex tube?]. Moscow, Energiya, 1976, 152 p.
3. Merkulov A.P. Vikhrevoy effekt i ego primeneniye v tekhnike [Vortex effect and its application in engineering]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1969, 183 p.
4. Suslov A.D., Ivanov S.V., Murashkin A.V., Chizhikov Yu.V. Vikhrevyye apparaty [Vortex devices]. Moscow, Mashinostroyeniye, 1985, 256 p.
5. Piralishvili Sh.A. Vikhrevoy effekt. 1 tom. Fizicheskoye yavleniye, eksperiment, teoreticheskoye modelirovaniye [Vortex effect. Vol. 1. A physical phenomenon, experiment, theoretical modeling]. Moscow, JSC «Nauchtekhkhlitizdat», 2013, 342 p.
6. Piralishvili Sh.A. Razvitiye teorii, razrabotka i vnedreniye metodov rascheta vikhrevykh energorazdeliteley s tselyu sozdaniya effektivnykh tekhnicheskikh ustroystv [The theory expansion, development and implementation of methods of calculation of vortex energy separators with the goal of creating effective technological devices]. Doctor's degree dissertation. Rybinsk, 1990, 302 p.
7. Shtork S.I. Eksperimentalnoye issledovaniye zakruchennykh potokov s formirovaniyem krupnomasshtabnykh vikhrevykh struktur [Experimental study of swirling flows with the formation of large-scale vortex structures]. Doctor's degree dissertation. Novosibirsk, 2015, 310 p.
8. Prabakaran J., Vaidyanathan S. Effect of orifice and pressure of counter flow vortex tube. *Indian Journal of Science and Technology*, 2010, vol. 3, no. 4, pp. 374-376.
9. Arbuzov V.A. Observation of large-scale hydrodynamic structures in a vortex tube and the Ranque effect. *Tech. Phys. Lett.*, 1997, no. 23(12), pp. 938-940.
10. Kim C.S., Sohn C.H. Dynamic characteristics of an unsteady flow through a vortex tube. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2006, vol. 20, no. 12, pp. 2209-2217.
11. Knysh Yu.A. Avtokolebaniya v zakruchennykh struyakh [Self-excited oscillations in swirling jets]. Samara, Izdatelstvo samarskogo nauchnogo tsentra RAN, 2006, 248 p.
12. Wu Y.T., Ding Y., Ji Y.B. Experimental research on vortex tube. *Journal of Chemical Industry and Engineering*, 2005, vol. 56, pp. 41-44.
13. Biryuk V.V., Veretennikov S.V., Guryanov A.I., Piralishvili Sh.A. Vikhrevoy effekt. Tekhnicheskie prilozheniya. Tom 2, Chast 1 [Vortex effect. The engineering application. Volume 2, Part 1]. Moscow, JSC «Nauchtekhkhlitizdat», 2014, Part 1, 288 p.
14. Fröhlingdorf W., Unger H. Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, vol. 42, iss. 3, pp. 415-422.
15. Yurchenko D. Chislennoye modelirovaniye techeniya v vikhrevoy trube s ispolzovaniyem ANSYS Fluent [Numerical simulation of the flow in the vortex tube using ANSYS Fluent]. *ANSYS Advantage*, 2009, no. 11, pp. 35-37.
16. Piralishvili Sh.A., Guryanov A.I. Vikhrevyye gorelki s protivotokom [Vortex burner with counter-flow]. *Konversiya v mashinostroyeniye*, 2008, no. 1, pp. 11-16.

Об авторах

Пиралишвили Шота Александрович (Рыбинск, Россия) – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Общая и техническая физика» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева, заслуженный деятель науки и техники РФ (152934, г. Рыбинск, ул. Пушкина, д. 53, e-mail: piral@list.ru).

Веретенников Сергей Владимирович (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Общая и техническая физика» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева (152934, г. Рыбинск, ул. Пушкина, д. 53, e-mail: serveret@yandex.ru).

Пиралишвили Гиви Шотович (Казань, Россия) – кандидат технических наук, главный инженер проекта отдела управления проектами и технологического инжиниринга АО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа» (420029, г. Казань, ул. Сибирский тракт, д. 40, e-mail: givi.piralishvili@niitk.ru).

Василюк Ольга Владимировна (Рыбинск, Россия) – кандидат технических наук, доцент кафедры «Общая и техническая физика» Рыбинского государственного авиационного технического университета им. П.А. Соловьева (152934, г. Рыбинск, ул. Пушкина, д. 53, e-mail: kazanch_3004@mail.ru).

About the authors

Shota A. Piralishvili (Rybinsk, Russian Federation) – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of General and Technical Physics, P.A. Soloviov Rybinsk State Aviation Technical University (53, Pushkina st., Rybinsk, 152934, Russian Federation, e-mail: piral@list.ru).

Sergey V. Veretennikov (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of General and Technical Physics, P.A. Soloviov Rybinsk State Aviation Technical University (53, Pushkina st., Rybinsk, 152934, Russian Federation, e-mail: serveret@yandex.ru).

Givi Sh. Piralishvili (Kazan, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Senior Project Engineer, Department of Project Management and Technological Engineering, JSC “V.B. Shnepp NII turbokompresor” (40, Sibirskiy Trakt st., Kazan, 420029, Russian Federation, e-mail: givi.piralishvili@niitk.ru).

Olga V. Vasilyuk (Rybinsk, Russian Federation) – Ph. D. in Technical Sciences, Associate Professor, Department of General and Technical Physics, P.A. Soloviov Rybinsk State Aviation Technical University (53, Pushkina st., Rybinsk, 152934, Russian Federation, e-mail: kazanch_3004@mail.ru).

Получено 19.04.2017