

ШИМАНОВ АРТЁМ АНДРЕЕВИЧ

МЕТОД ПРОЕКТНОГО РАСЧЁТА ПУЛЬСАЦИОННОГО ТУРБОПРИВОДА
ДЛЯ БОРТОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели
и энергоустановки летательных аппаратов

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П.Королева (Самарский университет) на кафедре теплотехники и тепловых двигателей.

Научный руководитель: Угланов Дмитрий Александрович, доктор технических наук, доцент, федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей.

Официальные оппоненты:

Ремизов Александр Евгеньевич, доктор технических наук, профессор, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Рыбинский государственный авиационный технический университет имени П.А. Соловьева», заведующий кафедрой «Авиационные двигатели»;

Михайлов Алексей Евгеньевич, кандидат технических наук, доцент, федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Уфимский университет науки и технологий», доцент кафедры электромеханики ПИШ «Моторы будущего».

Ведущая организация: Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)», г. Москва.

Защита состоится 17 декабря 2024 г. в 12:00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.379.10, созданного на базе федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева», по адресу: 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева»: https://ssau.ru/storage/pages/6549/file_6704fcbdbd6ac7.27990171.pdf.

Автореферат разослан «___» _____ 2024 г.

Учёный секретарь
диссертационного совета 24.2.379.10

А.С. Виноградов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования.

Интенсивное развитие аэрокосмической техники требует совершенствования существующих и создания новых преобразователей энергии. Для бортовой энергетики спутников, орбитальных станций и в перспективе лунных баз особыми требованиями будут надёжность и автономность. Широко используемые в настоящее время фотоэлектрические преобразователи вполне отвечают этим требованиям, однако они относятся к типу устройств прямого преобразования энергии солнечного излучения и имеют большие массогабаритные характеристики. В то же время присутствие на борту радиоизотопных источников тепла, в перспективе ядерных реакторов большой мощности и солнечных концентраторов предполагает наличие большого количества тепловой энергии, которая может быть использована в термоэлектрических преобразователях, энергетических установках (ЭУ) замкнутых циклов, таких как газотурбинная установка (ГТУ) Брайтона, паросиловая ЭУ с циклом Ренкина, двигателя Стирлинга. Все они являются энергопроизводящими установками с внешним подводом тепла.

К трём последним типам преобразователей сравнительно недавно «присоединилось» устройство нового принципа действия - термоакустический двигатель (ТАД). В нем подводимое к рабочему телу (газу) тепло преобразуется в энергию акустической волны, после чего акустическая энергия на линейном генераторе (альтернаторе) с поршнем преобразуется в механическую работу и электроэнергию.

В отличие от вышеуказанных термомеханических преобразователей (ТМП) термоакустический двигатель, несмотря на меньшую, но сравнимую эффективность, имеет явные преимущества, заключающиеся в конструктивной простоте и надёжности.

Существуют опытные образцы ТАД разработанные учёными Самарского университета, СГУ им. Н. Г. Чернышевского, университета Твенте (Нидерланды), технического университета Ильменау (Германия), Нортроп Грумман (США), Nirvana Energy Systems (США), технического института физики и химии при Академии наук Китая (КНР) и другие, доказавшие работоспособность и перспективность. Одним из проблемных мест в этих устройствах является электромеханический генератор. Очевидно, что возвратно-поступательное движение подвижных частей приводит к вибрациям и требует уравнивания или оппозитной компоновки с синхронизацией, а обеспечение гарантированного минимального зазора между поршнем и цилиндром весьма затруднительно.

Появившееся в последнее время решение этой проблемы заключается в использовании так называемого пульсационного турбопривода (ПТ), состоящего из акустического волновода (резонатора) и микротурбины. ПТ воспринимает осциллирующее движение газа и преобразует его в механическую работу, а далее с помощью генератора в электроэнергию. Вполне очевидно, что такой турбогенератор будет иметь заведомо значительно больший ресурс, чем альтернатор, он технологичнее, при этом реактивный момент может быть компенсирован таким же ПТ с противоположным вращением, а рабочая частота может быть увеличена в два-три раза до 100 - 150 Гц.

Отсутствие теоретических разработок по методикам проектирования и расчёту ПТ с учётом того, что он работает в безрасходном режиме в условиях осциллирующего потока, делает её исследование необходимым и актуальным.

Степень разработанности темы исследования

Так как ожидаемые мощности будущих термоакустических турбогенераторов будут составлять порядок от нескольких десятков ватт до нескольких киловатт, то по типоразмеру турбины такого ПТ можно отнести к классу микротурбин (МТ).

МТ (в основном воздушные) давно применяются в различного рода устройствах, в том числе пневмоинструментах. Теория и рабочие процессы таких расходных турбин изучены, методики проектирования с учётом практических рекомендаций широко используются.

Одной из научных школ по микротурбинам является школа кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачёва Самарского университета. Малоразмерными микротурбинами также занимались такие организации, как Балтийский государственный

технический университет “Военмех” имени Д. Ф. Устинова, АО СКБ “Турбина”, Дальневосточный федеральный университет. Большой вклад в теорию малоразмерных турбин внесли Наталевич А. С., Тихонов Н.Н., Мусаткин Н. Ф., Матвеев В. Н., Фершалов А.Ю., Быков Н.Н., Емин О.Н., Зарицкий С.П., Зарянкин А.Е. и другие. Несмотря на наличие публикаций, монографий и методик по проточным микротурбинам, их прямое использование для проектирования турбин ПТ без существенных корректировок не представляется возможным.

Действительно, являясь в сути безрасходной (не проточной) микротурбиной со знакопеременным движением газа с малой амплитудой перемещения, и в то же время с однонаправленным вращением рабочего колеса, турбина ПТ существенно отличается от расходных МТ.

В работах А. Фалькао, Л. М. Си Гато, Т. Сетогучи, М. Такао описаны ПТ, используемые в морских приливных электростанциях. Однако разработанные методики адаптированы и апробированы для преобразования энергии морских волн не учитывают акустические эффекты и, по сути, не отличаются от методик стационарных течений.

Активные исследования о возможности использования ПТ в ТАД проводятся исследователями из Нидерландов М. Тиммером, Кис де Блоком, Тео Х. ван Дер Меером.

Анализ публикаций показывает, что завершённых методик и апробированных практических рекомендаций по расчёту таких ПТ на данный момент не существует. Поэтому собственные исследования являются единственным инструментом для последующего применения.

Таким образом, объективно необходимым становится знание как расчётных (полученных по разработанным методикам), так и экспериментальных данных по разработке и созданию ПТ.

Цель работы. Повышение эффективности бортовых энергетических установок на базе термоакустического двигателя за счёт использования пульсационного двунаправленного турбопривода.

Для достижения поставленной цели были поставлены и решены следующие задачи:

1. Исследование акустического волновода (резонатора) с целью выявления места установки МТ;
2. Выявление газодинамических особенностей осциллирующего потока и их влияния на работу МТ;
3. Разработка и создание экспериментальной установки для исследования ПТ;
4. Расчёт, проектирование и изготовление опытных образцов ПТ;
5. Проведение экспериментальных исследований ПТ и определение эффективности преобразования энергии осциллирующего газового потока в электрическую;
6. Разработка рекомендаций по методам расчёта и проектированию ПТ с учётом полученных в исследовании новых данных.

Объект исследований Рабочий процесс и конструктивные характеристики пульсационного турбопривода.

Предмет исследований Методы проектного расчёта малоразмерных пульсационных турбоприводов.

Научная новизна работы.

1. Разработан метод проектного расчёта пульсационного турбопривода для бортовой энергетической установки, включающий методики расчёта резонатора и микротурбины, а также методику оценки эффективности работы ПТ и отличающийся учётом взаимовлияния рабочих процессов в резонаторе и микротурбине.

2. Впервые теоретически предопределены и экспериментально подтверждены диапазоны работы ПТ по частоте волны 50 - 150 Гц, амплитуде давления 500 - 7000 Па и месту расположения МТ в волноводе.

3. Впервые получены экспериментальные данные параметров ПТ: частоты вращения вала и вырабатываемые электрические мощности, как для режима холостого хода, так и с электрической нагрузкой, в условиях стоячей волны в закрытом резонаторе.

4. Разработана методика оценки эффективности работы ПТ в зависимости от амплитудно-частотных характеристик акустической волны. Методика отличается учётом величины мощности источника осцилляций, амплитуды давления, разности фаз между давлением

и скоростью в осциллирующем движении газа, потерь акустической мощности в акустическом тракте на трение и конструктивных параметров микротурбины.

Теоретическая и практическая значимость работы.

Теоретическая значимость заключается в разработке метода проекторочного расчета пульсационного турбопривода как микротурбины, работающей совместно с резонатором в условиях осциллирующего газового потока.

Практическая значимость работы заключается в том, что полученные результаты позволяют на основе полученных рекомендаций проектировать и изготавливать безрасходные пульсационные турбоприводы, обеспечивающие утилизацию акустической энергии, в частности, выполнять функцию механического преобразователя энергии акустической волны в термоакустических энергетических установках.

Методы исследования. Решение поставленных в диссертационной работе задач осуществлялось с применением аналитических методов и физического эксперимента. В качестве вычислительного инструментария для обработки сигналов, полученных с датчиков давления, использовался программный пакет, созданный с помощью языка программирования "Python". Экспериментальные исследования проводились на сертифицированном и поверенном стендовом оборудовании кафедры теплотехники и тепловых двигателей и лаборатории криогенной техники Самарского университета.

Положения, выносимые на защиту:

- разработанный метод проектного расчёта пульсационного турбопривода для бортовой энергетической установки;

- рекомендации по рабочим диапазонам проектируемых ПТ: частоты волны 50-150 Гц, амплитуды давления 500 - 7000 Па и месту расположения ПТ в волноводе;

- характеристики ПТ в зависимости от амплитуды и частоты акустической волны для режима холостого хода и с электрической нагрузкой в условиях стоячей волны в закрытом резонаторе;

- разработанная методика оценки эффективности работы ПТ в зависимости от амплитудно-частотных характеристик акустической волны.

Достоверность полученных результатов обеспечивается применением общепринятых методов аналитических исследований, теории акустики, законов газовой динамики, применением сертифицированных программных комплексов, использованием в экспериментах поверенных средств измерения с необходимыми тарировками, приемлемым уровнем соответствия прогнозируемых характеристик экспериментальным данным.

Апробация результатов исследований Основные результаты работы докладывались на следующих конференциях: международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самарский университет, г. Самара, 2014 г.; 7-й международной научно-технической конференции «Техника и Технология Нефтехимического и Нефтегазового Производства», Омский государственный технический университет, г. Омск, 2017 г.; международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самарский университет, г. Самара 2020 г.; международной научно-технической конференции по промышленному инжинирингу и современным технологиям, «FarEastCon-2020», Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток, 2020 г.; всероссийском научно-техническом форуме по двигателям и энергетическим установкам имени Н.Д. Кузнецова, посвященном 110-летию ПАО «ОДК-КУЗНЕЦОВ», Самарский университет, г. Самара, 2022 г.; международной научно-технической конференции «Перспективы развития двигателестроения» имени Н.Д. Кузнецова, Самарский университет, г. Самара, 2023 г..

Внедрение результатов работы. Результаты диссертационной работы легли в основу выполнения государственного задания по проектам №FSSS-2020-2019 и №FSSS-2024-0017, внедрены в учебный процесс Самарского университета, а также использовались в АО «Металлист-Самара», что подтверждено соответствующими актами внедрения.

Соответствие паспорту специальности. Полученные результаты соответствуют следующим пунктам паспорта специальности «2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов»: п. 1 в части «Теория и рабочий процесс тепловых и

электроракетных двигателей летательных аппаратов, а также силовых и энергетических установок, их узлов ...»; п. 2 в части «Характеристики тепловых, электроракетных двигателей летательных аппаратов и их энергетических установок, отдельных узлов и систем ...»; п. 6 в части «Методы конструирования тепловых и электроракетных двигателей летательных аппаратов, их узлов и систем...»; п. 23 «Разработка методов расчёта термогазодинамических и теплофизических процессов в двигателях и энергосиловых установках летательных аппаратов, их элементах».

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 работ, из них 2 статьи в периодических изданиях, включенных в список ВАК РФ, 3 статьи в изданиях, индексируемых в базах данных Web of Science и Scopus, 2 патента на изобретение.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, списка литературы, включающего в себя 85 источников. Работа содержит 129 страниц машинописного текста, 95 рисунков, 5 таблиц, 3 приложения.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследования, представлена краткая характеристика работы, сформулированы цели и задачи исследования, отмечена научная новизна, теоретическая и практическая значимость работы, а также положения, выносимые на защиту.

В первой главе представлены основные сведения о ТАД, как варианте двигателя Стирлинга (рисунок 1). Приводятся примеры перспективности применения ТАД для длительных космических миссий полёта к дальним планетам (Титан, Энцелад).

Приводятся схемы ТАД на бегущей и стоячей волне, их характеристики. Отдельный раздел главы посвящён обзору способов и устройств утилизации акустической энергии.



а – принципиальная схема ТАД; б - радиоизотопный ТАД фирмы Northon Grumman мощностью 128 Вт, разработанный для миссии на спутник Титан; в - радиоизотопный ТАД фирмы Nirvana Energy Systems мощностью 100 Вт для систем электропитания космических аппаратов; г - радиоизотопный ТАД разработанный учёными Технического института физики и химии при Академии наук Китая мощностью 102 кВт.

Рисунок 1 – Термоакустические генераторы для космических аппаратов

Отмечается, что энергию высокочастотных акустических волн целесообразно утилизировать пьезоэлектрическими преобразователями, энергию волн с диапазоном частот 10 - 50 Гц можно преобразовывать в механическую работу и далее в электроэнергию в линейных электромеханических генераторах (альтернаторах), но более универсальным и эффективным преобразователем для частот до 200 Гц является ПТ, исследованию которого и посвящается настоящая диссертационная работа.

В главе также представлен обзор существующих зарубежных разработок ПТ (рисунок 2). Эффективность преобразования акустической энергии в ПТ при давлении 0,1 МПа по расчётным данным из различных источников оценивается как 20–30 %. По данным полученным экспериментальным путем КПД составляет 11-20 %. В работе Кис де Блока приводятся сведения о возможном увеличении эффективности преобразования акустической энергии в ПТ до 85% при

увеличении плотности воздуха до 48 кг/м^3 . Это позволяет полноценно использовать ПТ вместо альтернаторов (подтверждённая экспериментально эффективность преобразования до 75%), а учитывая минимальный ресурс 80 000 часов (у альтернаторов 45 000), делает их более перспективными. Ещё одним плюсом является стоимость ПТ. При минимальной цене альтернатора в 450 тыс. рублей стоимость ПТ оценивается в 250 тыс. рублей.

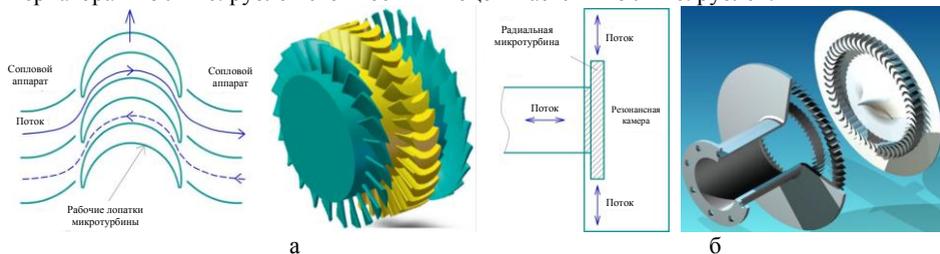


Рисунок 2 – ПТ с (а) осевой и (б) радиальной микротурбиной

Анализ показывает, что имеющиеся сведения не полностью раскрывают особенности ПТ, а полноценных методик, подобных теории рабочих процессов проточных микротурбин, вовсе не обнаружено.

В связи с этим для полноты понимания особенностей работы ПТ и формирования методологических подходов к её проектированию требуются самостоятельные исследования как теоретического, так и, в особенности, экспериментального характера.

Вторая глава посвящена расчётно-теоретическому исследованию ПТ. В качестве объекта исследования был выбран ПТ с осевой активной микротурбиной, работающей в условиях стоячей волны. Его конструкция и размещение в составе экспериментальной установки представлены на рисунке 3.

Первый раздел главы содержит анализ свойств и характеристик акустической волны. Важным здесь является определение кинематики, динамики и энергетики волны. Эти характеристики волны обусловлены исходными данными для проектирования, то есть: прогнозируемой мощностью, частотой волнового процесса, ожидаемыми оборотами рабочего колеса МТ, рабочим телом (газом), давлением газа в акустическом контуре. Основные характеристики волны приведены в формулах (1-15).



Рисунок 3 – Пульсационный турбопривод с осевой микротурбиной

Объёмная плотность кинетической энергии среды Дж/м^3 :

$$w_k = \frac{dW_k}{dV} = \frac{1}{2} \rho u^2, \quad (1)$$

где u – скорость колебания частиц среды; ρ – плотность среды; dW_k – кинетическая энергия всех частиц в объёме dV среды, в пределах которого скорость u всюду одинакова.

Объёмная плотность потенциальной энергии упруго деформируемой среды:

$$w_n = \frac{dW_n}{dV} = \frac{1}{2} \rho v^2 \varepsilon^2, \quad (2)$$

где v – фазовая скорость волны в среде (скорость звука); ε – относительная деформация среды; dW_n – потенциальная энергия однородного деформированного малого участка среды объёмом dV .

Объёмная плотность энергии упругих волн есть сумма кинетической и потенциальной энергии:

$$w = w_k + w_n = \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2 \varepsilon^2) \quad (3)$$

Для продольной плоской бегущей волны (рисунок 4, а): $u = ds/dt$, где s – смещение частиц газа в осцилляциях.

Поэтому с учётом того, что $w_n = w_k$, объёмная плотность энергии волн (объёмная плотность механической энергии среды) будет равна:

$$w = \rho u^2 = \rho \left(\frac{ds}{dt} \right)^2 \quad (4)$$

Таким образом, можно считать, что полная энергия волны обусловлена осциллирующим движением газа.

Для плоской бегущей синусоидальной волны в непоглощающей среде:

$$w = \rho A^2 \omega^2 \sin^2(\omega t - kx + \varphi_0) \quad (5)$$

где $A = \text{const}$ – амплитуда волны; $k = 2\pi/\lambda = 2\pi/vT = \omega/v$ – волновое число; $\omega = 2\pi/T$ – угловая частота колебаний; φ_0 – начальная фаза колебаний.

Среднее за период значение объёмной плотности энергии:

$$\langle w \rangle = \frac{\rho A^2 \omega^2}{2}, \quad (6)$$

Поток энергии Φ , Вт/ м²:

$$d\Phi_\omega = \frac{dw}{dt}, \quad (7)$$

Вектор Умова (вектор плотности потока энергии волны), Вт/м²:

$$U = \omega v, \quad (8)$$

$$U = \frac{d\Phi_\omega}{ds_\perp}, \quad (9)$$

где dS_\perp – площадь поверхности перпендикулярно направленная распространению акустической энергии.

Интенсивность (сила звука) волны I , Вт/ м² равна модулю среднего значения вектора Умова:

$$I = |\langle U \rangle| = v \langle w \rangle = \frac{1}{2} \rho v \omega^2 A^2 \quad (10)$$

Амплитуда и интенсивность плоской волны в поглощающей среде изменяются по экспоненциальному закону:

$$A(x) = A_0 e^{-\alpha x}, \quad (11)$$

$$I(x) = I_0 e^{-2\alpha x} \quad (12)$$

Амплитуда стоячей волны (рисунок 4, б) в отличие от амплитуды бегущей волны A является периодической функцией координаты x :

$$A_{cm} = 2A \left| \cos \left(kx + \frac{\alpha}{2} \right) \right|, \quad (13)$$

где k – волновое число; α – разность фаз отраженной и падающей волн.

Положение узлов и пучностей находится из условий:

$A_{ct} = 0$ – узел стоячей волны; $A_{ct} = \text{max} = 2A$ – пучность стоячей волны.

Используя волновое число $k = 2\pi/\lambda = 2\pi/vT = \omega/v$ и определив α , можно подобрать такую длину резонатора, которая будет либо противодействовать, либо способствовать раскату столба газа мембраной динамика.

Скорость осцилляций в стоячей волне можно рассчитать:

$$u = \frac{ds}{dt} = 2A\omega \cos \left(kx + \frac{\alpha}{2} \right) \sin \left(\omega t + \frac{\alpha}{2} \right), \quad (14)$$

а относительная деформация среды будет равна:

$$\varepsilon = \frac{ds}{dx} = -2Ak \sin \left(kx + \frac{\alpha}{2} \right) \sin \left(\omega t + \frac{\alpha}{2} \right) = 2Ak \sin \left(kx + \frac{\alpha}{2} \right) \cos \left(\omega t + \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \right). \quad (15)$$

При формировании акустической волны в волноводе ТАД стоячие волны имеют большую амплитуду давления и скорости по сравнению с бегущей, что позволяет повысить мощность и КПД ПТ. Однако частицы среды между пучностью и узлом стоячей волны обладают как потенциальной, так и кинетической энергией, которые периодически переходят друг в друга. Это приводит к тому, что стоячие волны не переносят энергии вдоль акустического волновода.

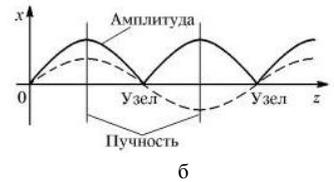
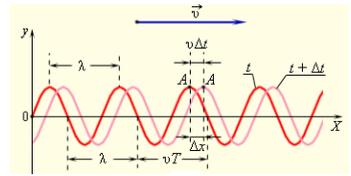


Рисунок 4 – Колебания (а) бегущей и (б) стоячей волны

Поэтому в существующих ТАД на стоячей волне относительная деформация опережает скорость на $85-95^\circ$.

В настоящей диссертации МТ предполагается использовать в закрытом резонаторе для волны близкой к стоячей. В связи с этим становится необходимым предварительный анализ условий образования стоячей волны в резонаторе.

Особенность работы микротурбины в ПТ заключается в том, что, будучи однонаправленного вращения, имея два сопловых аппарата, она воспринимает поток газа (независимо от направления осцилляции) как поток, соответствующий направлению её вращения (Рисунок 1 а).

То есть, преобразуя кинетическую энергию потока газа в механическую энергию, она также воспримет энергию потока с другой стороны, когда отражённая волна вернётся к месту её размещения в резонаторе. Можно предположить, что отражённая волна по частоте может совпасть с частотой прямой волны, а амплитуда давления (скорости) отражённой волны будет ослаблена.

При количественной оценке потери энергии волны на микротурбине, зная её аэродинамическое сопротивление, можно будет вычленить долю энергии, преобразованной в работу. Представленные выше соотношения позволяют теоретически оценить энергетические характеристики волны и оценить работу ПТ.

Здесь, например, важным параметром является смещение, определение которого довольно затруднительно. Но именно эта величина диктует рациональную осевую длину микротурбины и, соответственно, продольные размеры сопловых аппаратов и самого рабочего колеса. В свою очередь амплитуда давления определяет акустическую мощность W и интенсивность волны I . Последняя определяет предельное значение потока акустической энергии передаваемой в направлении микротурбины, которое, к сожалению, полностью не может быть полностью преобразовано в механическую работу.

Второй раздел главы посвящён газодинамике ПТ и содержит основу разрабатываемого метода проектного расчёта.

Отмечается, что уровень скоростей в ПТ не высок. Например, для атмосферного воздуха на частоте волны 50 Гц максимальное значение скорости в узле давления составляет 5 м/с, а для гелия и давления 2.0 МПа скорость будет равна 20 м/с. По уровню чисел $Re = 2000$, рассчитанных по длине хорды лопатки направляющего аппарата, такое течение относится к ламинарному. Вместе с этим турбулизация и осцилляции не позволяют применять известные методики для крыльчаток, например, турбинных расходомеров.

Полученная работа в микротурбине определяется не только скоростью осциллирующего движения газа, но и его плотностью ρ . Выбор гелия (как наиболее перспективного рабочего тела) обусловлен его высокой газовой постоянной, что важно для генерации акустической энергии в тепловом блоке ТАД, а также высокой теплопроводностью, несмотря на его малую плотность (его масса, участвующая в процессе, мала по сравнению с массой воздуха при том же давлении). Поэтому заправку ТАД гелием осуществляют до давлений 2,0 МПа и более для получения высокой мощности и эффективности.

Далее в данной главе приводится метод расчёта ПТ, основанный на осреднённых параметрах осциллирующего потока. Он содержит блок предварительных расчётов по осреднению параметров, газодинамический расчёт микротурбины, конечные расчётные ожидаемые характеристики мощности и эффективности, определению длины резонатора и места установки микротурбины. Логистическая схема метода проектирования ПТ представлена на рисунке 5.

Отличительной особенностью осциллирующего движения газа, в отличие от однонаправленных расходных газовых потоков, является также изменение скорости в пристеночном слое. Причем, в отличие от даже нестационарных, но однонаправленных расходных течений, у стенки имеет место изменение скорости не только во времени, но и по направлению. Анализ этих явлений, проведённый по известным (немногочисленным) публикациям, в том числе и работам кафедры теплотехники и лаборатории криогенной техники показал, что их влияние может быть существенным в тепловом блоке ТАД и заметным в основных участках акустического волновода. Эти пристеночные осцилляции могут повлиять как на процесс

собственно генерации акустической энергии, так и на газодинамические процессы в каналах, включая потери давления.

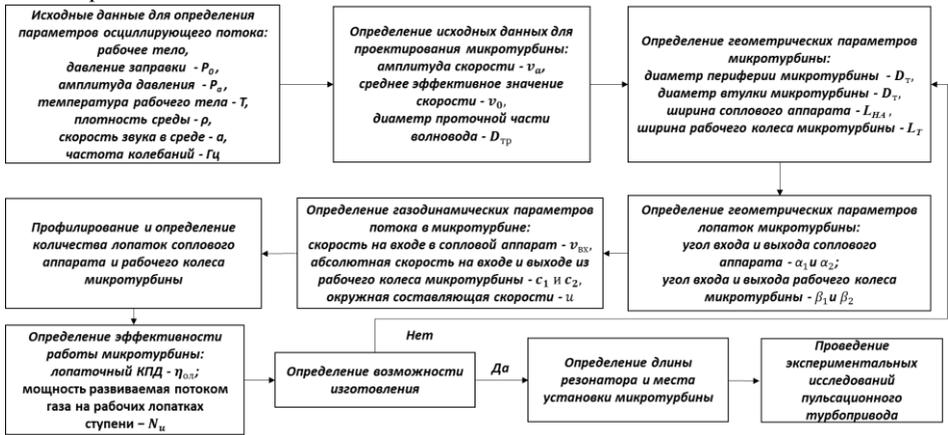


Рисунок 5 – Логическая схема метода проектирования ПТ

Для ПТ пристеночные знакопеременные течения привнесут затруднения в определении расчётных текущих и средних скоростей рабочего тела для расчёта геометрии сопловых аппаратов и рабочего колеса. Однако возвратно-поступательное движение газа через рабочее колесо способствует разрушению пограничных слоев в сопловых аппаратах именно за счёт того, что само рабочее колесо в ПТ является турбулизатором, генерирующим турбулентные пульсации в широком частотном спектре, обусловленном не только частотой вращения, но и числом лопаток соплового аппарата МТ. С учётом того, что воздействие на пограничный слой осуществляется со скоростью распространения, равной скорости звука, а максимальные скорости в колебаниях не превышают 20 м/с, можно пренебречь воздействием пристеночного слоя на формирование эпюры скорости в каналах сопловых аппаратов и рабочего колеса.

Таким образом, вполне обоснованно для проекторочного расчёта, можно предложить квазистационарное течение газа с осреднёнными параметрами (рисунок 6, а).

Пиковое значение является мгновенным, поэтому оно не подходит для расчёта микротурбины ПТ. Для расчёта геометрических параметров МТ используется среднее эффективное значение скорости.

Вторым исходным значением для расчёта геометрических параметров будет диаметр проточной части термоакустической системы.

Если пренебречь потерями в сопловом аппарате и принять плотность постоянной (в силу малой скорости течения на входе в сопловый аппарат – $c_0 < 0,3$ Маха), то абсолютная скорость c_1 на входе в рабочее колесо микротурбины под углом α_1 определяется через уравнение неразрывности. Чем меньше будет угол α_1 , тем больше будет окружная составляющая скорости u , что, в свою очередь, увеличит эффективность ПТ. Однако при очень малом угле α_1 может произойти срыв потока, что приведёт к падению КПД.

Данная МТ имеет степень реактивности $\rho = 0$. Для микротурбин с нулевой степенью реактивности максимальный КПД достигается при:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}. \quad (16)$$

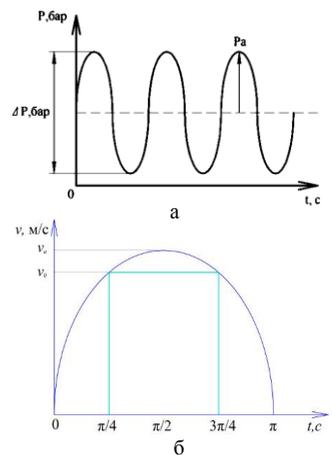


Рисунок 6 – Изменение давления (а) и скорости (б) в термоакустической системе

Исходя из соотношения (16), угол входа в рабочее колесо β_1 будет равен:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u} \quad (17)$$

Так как скорость потока в термоакустической системе меняется от нуля до максимума, то наибольшая скорость достигается в диапазоне от $\frac{\pi}{4}$ до $\frac{3\pi}{4}$ (рисунок 6, б). С учётом этого при расчёте КПД ПТ необходимо ввести поправочный коэффициент φ , учитывающий знакопеременный характер течения.

С учётом этого фактора лопаточный КПД будет равен:

$$\eta_{л} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot u \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 + c_2 \cdot \cos \alpha_2)}{c_1^2} \quad (18)$$

Также следует отметить, что для достижения максимальной мощности ПТ необходимо согласовать размер микротурбины и амплитуду смещения частиц колеблющегося потока газа. Исходя из выше сказанного, можно предположить, что максимальную мощность ПТ будет развивать при условии равенства длины микротурбины двойному смещению частиц газа колеблющегося потока.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований ПТ. Она содержит результаты практической реализации (расчёта, проектирования и изготовления) опытных образцов ПТ.

Для подтверждения соответствия теоретических, аналитических и методических разработок на кафедре теплотехники и тепловых двигателей Самарского университета была изготовлена экспериментальная установка (рисунок 7) и образцы микротурбин ПТ диаметром 50 и 110 мм (рисунок 8). При разработке конструкции стенда основной задачей было обеспечить возможность быстрого изменения длины резонатора и положения микротурбины относительно источника акустических колебаний.

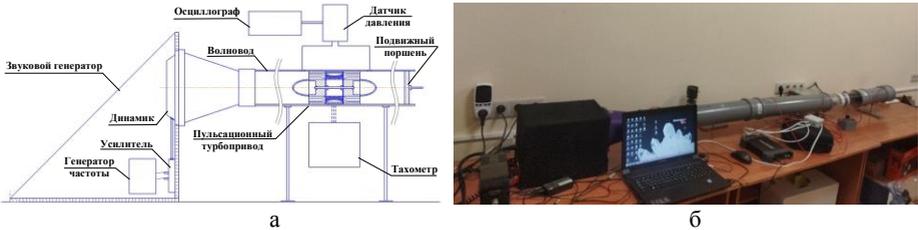


Рисунок 7 – Принципиальная схема (а) и фотография (б) экспериментального стенда с ПТ

В качестве генератора акустических волн использовался низкочастотный динамик диаметром 180 мм, питание осуществлялось с помощью усилителя мощностью 300 Вт и питание от сети 220 В. Для соединения динамика и волновода использовался переходной конус.

Для возможности изменения длины резонатора с торцевой части предусмотрена установка поршня, позволяющая изменять длину резонатора. Для измерения частоты вращения с помощью оптического частотомера секция микротурбины ПТ была изготовлена из прозрачного оргстекла.

Конструкция ПТ позволяет встраивать малогабаритный электрогенератор. Также важной особенностью конструкции является возможность фиксировать в неподвижном положении ротор микротурбины, что необходимо для проведения экспериментов по определению собственных гидравлических сопротивлений ПТ.

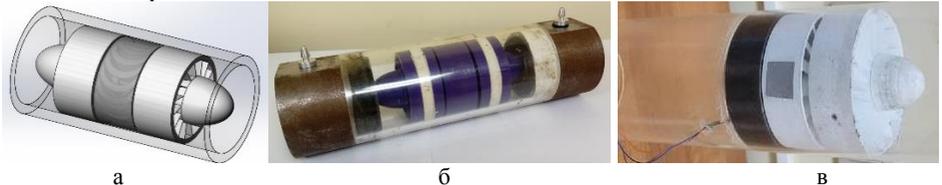


Рисунок 8 – Трёхмерная модель ПТ (а) и экспериментальные образцы ПТ Ø50 мм (б) и Ø 110 мм(в)

Экспериментальные исследования проводились с МТ, расположенной на расстоянии 1250, 1500 и 1700 мм от источника. Длина резонатора изменялась от 2300 до 3000 мм с шагом 100 мм. Частота осцилляций варьировалась от 50 до 150 Гц. Были проведены замеры частоты вращения ротора микротурбины, потребляемой мощности динамика и вырабатываемой мощности на электрогенераторе. В качестве нагрузки использовался реостат с сопротивлением до 50 Ом. Давление измерялось с помощью дифференциальных датчиков в четырёх точках на расстояниях 200, 1000, 1500 и 2200 мм от источника колебаний.

При исследовании влияния частоты осцилляций и длины резонатора на эффективность работы ПТ (рисунок 9) было получено, что для микротурбины, установленной на расстоянии 1700 мм от источника, максимальное число оборотов (4843 об/мин) достигается при длине резонатора 2600 мм и частоте осцилляций 70 Гц. Второй пик наблюдается при частоте 120 Гц (2788 об/мин). При анализе изменения распределения давления в акустическом тракте было получено, что амплитуда колебаний составила 6482 Па.

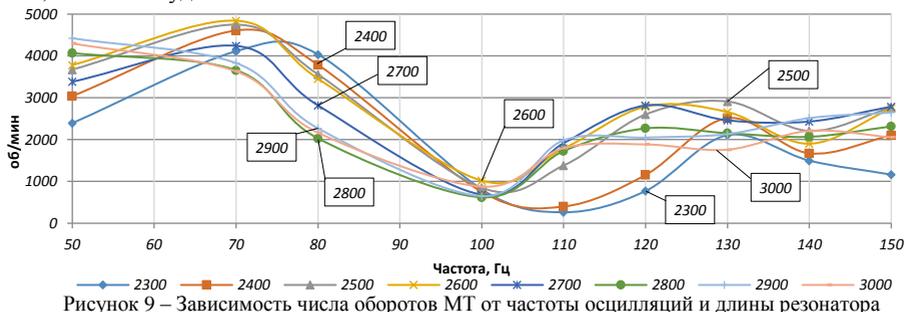


Рисунок 9 – Зависимость числа оборотов МТ от частоты осцилляций и длины резонатора

При исследовании влияния места установки МТ (рисунок 10) было получено, что максимальные обороты составили 5056 об/мин при частоте 60 Гц и на расстоянии 1500 мм от источника осцилляций. Второй пик наблюдается при 130 Гц (3379 об/мин). При этом при 60 Гц и 1250 мм от источника осцилляций обороты незначительно ниже – 5030 об/мин и второй пик наблюдается при 140 Гц – 3056 об/мин. Полученные зависимости позволяют сделать вывод что максимальная амплитуда давления достигается при длине резонатора равным 1/2 длине волны.

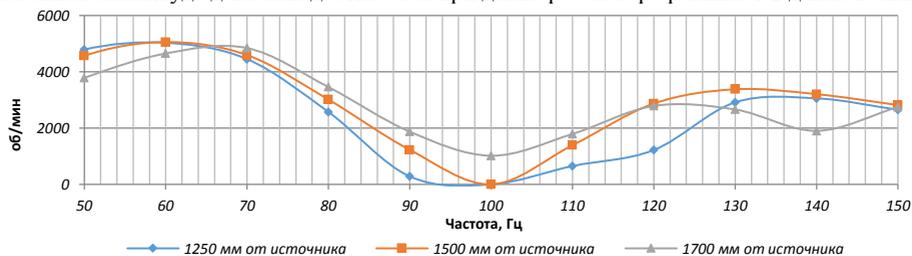


Рисунок 10 – Зависимость числа оборотов микротурбины МТ от частоты осцилляций и положения микротурбины 1250, 1500 и 1700 мм от источника

Результаты исследования давления в волноводе для режимов, на которых были достигнуты максимальные обороты микротурбины ПТ и разных мест её размещения от источника представлены на рисунке 11 а, б, в. Результаты исследования амплитуды давления в волноводе на расстоянии 1500 мм от источника колебаний, частоте 60 Гц и длине резонатора 2600 мм для режимов работы без микротурбины, с застопоренной и вращающейся микротурбиной представлены на рисунке 11 г. Амплитуда давления в пустом акустическом волноводе составила 7994 Па. С застопоренным ротором, расположенным в 1500 мм от источника, амплитуда давления составила 7022 Па, с работающей микротурбиной – 6104 Па. Уменьшение амплитуды давления в

акустическом волноводе, связанное с гидравлическими потерями и преобразованием акустической энергии в механическую при использовании ПТ, составило 1890 Па.

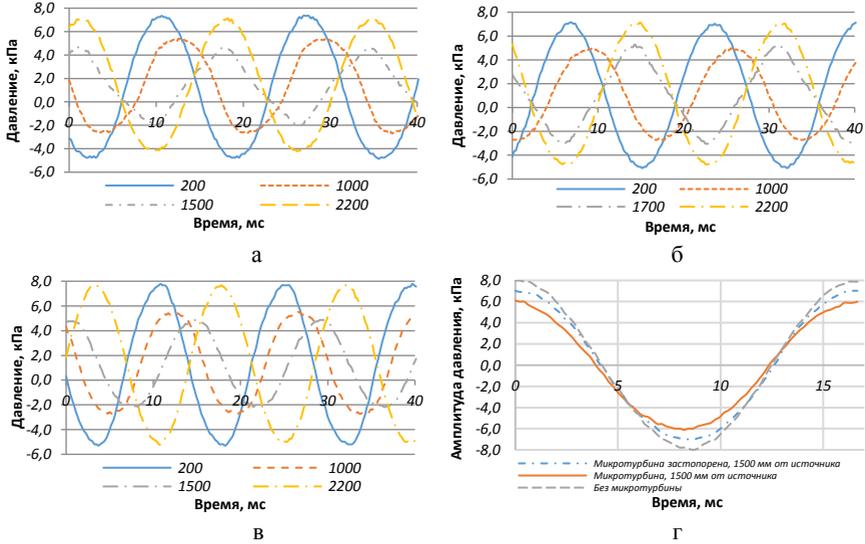


Рисунок 11 – Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1250 мм от источника при частоте колебаний 60 Гц (а), 1500 мм от источника при частоте 60 Гц (б), 1700 мм от источника при частоте 70 Гц (в), без микротурбины, с застопоренной и рабочей микротурбиной при частоте 60 Гц (г)

В четвёртой главе представлена методика оценки эффективности ПТ на базе полученных экспериментальных данных.

Эффективность ПТ η_t определялась как отношение вырабатываемой мощности P_m к акустической мощности ΔE_2 , которую поглощает микротурбина в акустическом тракте:

$$\eta_t = \frac{P_m}{\Delta E_2}. \quad (19)$$

Вырабатываемая энергия ПТ P_m определялась как отношение измеренной мощности P_e к КПД электрогенератора η_{gen} :

$$P_m = \frac{P_e}{\eta_{gen}}. \quad (20)$$

Величина акустической мощности ΔE_2 , которую поглощает микротурбина, была определена как:

$$\Delta E_2 = E_{2,(P_1-P_2)} - E_{2,(P_3-P_4)} - E_{2,потери}, \quad (21)$$

где $E_{2,(P_1-P_2)}$ – акустическая мощность волны до микротурбины; $E_{2,(P_3-P_4)}$ – акустическая мощность волны после микротурбины; $E_{2,потери}$ – потери акустической мощности в волноводе на трение из-за вязкости.

В общем виде акустическая мощность определяется как:

$$E_2 = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos(\varphi_{pU}), \quad (22)$$

где p_1 – комплексная амплитуда давления, Па; U_1 – комплексный объёмный расход, м³/с; φ_{pU} – угол сдвига фаз между p_1 и U_1 .

Измерение акустической мощности осуществлялось с помощью двух датчиков давления по следующему алгоритму. Комплексные амплитуды сигналов давления, полученные с датчиков давления P_1, P_2, P_3, P_4 , (рисунок 12) определялись путём выполнения быстрого преобразования Фурье на задающей частоте и добавления информации о фазе. Комплексные амплитуды давления затем используются для определения комплексной амплитуды скорости и акустической мощности.

Комплексная амплитуда скорости u вдоль оси распространения звуковой волны и акустическая мощность E_2 с учётом влияния вязкости в пристеночном слое определялась по методу двух микрофонов:

$$u = \frac{i}{\omega \rho_m} \frac{dp_1}{dx} \left[1 - \exp\left(\frac{-(-1+i)(r_0-r)}{\delta_v}\right) \right], \quad (23)$$

где ρ_m – плотность рабочего тела, ω – угловая частота колебаний, r – радиальная координат, r_0 – радиус волновода, i – мнимая единица, δ_v – глубина вязкостного проникновения, dp – изменение давления, dx – перемещение вдоль оси распространения звуковых волн.

Акустическая мощность определялась по формуле:

$$E_2 = \frac{\pi r_0^2}{2 \rho_m a \sin\left(\frac{\omega \Delta x}{a}\right)} \left(\operatorname{Im}(p_1 \tilde{p}_2) \left\{ 1 - \frac{\delta_v}{2r_0} \left[1 - \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega \Delta x}{a} \cot\left(\frac{\omega \Delta x}{a}\right) \right] \right\} + \frac{\delta_v}{4r_0} (|p_1|^2 - |p_2|^2) \left[1 - \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega \Delta x}{a} \operatorname{csc}\left(\frac{\omega \Delta x}{a}\right) \right] \right), \quad (24)$$

где a – местная скорость звука, δ_k – глубина термического проникновения, k – показатель адиабаты, Δx – расстояние между датчиками давления, σ – число Прандтля, Im – мнимая часть, $|p_A|$ – комплексная амплитуда давления в точке 1, $|p_B|$ – комплексная амплитуда давления в точке 2.

Данные расчёты проводились для области перед микротурбиной ($P_1 - P_2$) и за микротурбиной ($P_3 - P_4$) (рисунок 12).

Полученные значения скорости и акустической мощности соответствуют параметрам между датчиками $P_1 - P_2$ и $P_3 - P_4$. С помощью полученных данных были определены давление и объёмный расход во всех точках акустического тракта:

$$dp_1 = -\frac{i \omega \rho_m dx / A}{1 - f_v} U_1, \quad (25)$$

где A – площадь поперечного сечения; f_v – термовязкостная функция глубины вязкостного проникновения.

$$dU_1 = -\frac{i \omega A dx}{k p_m} [1 + (k-1) f_k] p_1, \quad (26)$$

где k – показатель адиабаты, f_k – термовязкостная функция глубины термического проникновения.

Потери акустической мощности в акустическом тракте были определены как:

$$\frac{dE_2}{ds} = -\frac{1}{4} \rho_m \left| \frac{U_1}{A} \right|^2 \delta_v \omega - \frac{1}{4} \frac{|p_1|^2}{k p_m} (k-1) \delta_k \omega. \quad (27)$$

Для определения КПД электрогенератора были проведены исследования, по результатам которых КПД электрогенератора, установленного в ПТ, находится в диапазоне от 46 до 72% (в зависимости от оборотов).

Максимальное изменение акустической энергии в микротурбине ПТ составило 22,4 Вт (рисунок 13, а) при частоте 60 Гц и амплитуде давления 6104 Па. При этом вырабатываемая электрическая мощность составила 3,3 Вт (рисунок 13, б) при частоте вращения МТ 5056 об/мин. Максимальный КПД ПТ составляет 23% (рисунок 13, в) и достигается при частоте осцилляций 60 Гц.

Второй максимум по КПД составляет 20,8% при частоте осцилляций 130 Гц. Длина резонатора при этой частоте соответствует длине волны. ПТ развивает электрическую мощность 1,89 Вт (3379 об/мин) при амплитуде давления 5075 Па. При этом акустическая мощность источника осцилляций (23,9 Вт) на 59% меньше, чем при 60 Гц (58 Вт). Исходя из этого, можно

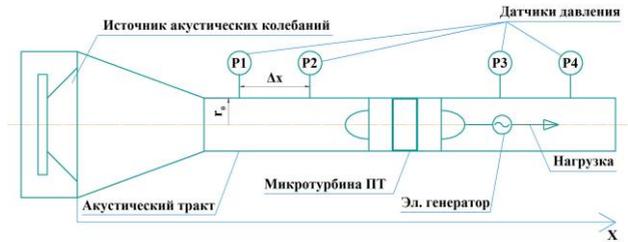


Рисунок 12 – Схема измерения скорости методом двух микрофонов

сделать вывод, что максимальная мощность и максимальный КПД ПТ достигается при “полуволновом резонаторе”, а наибольшая эффективность всей системы с учётом затрат энергии на источник осцилляций при резонаторе равным длине волны.

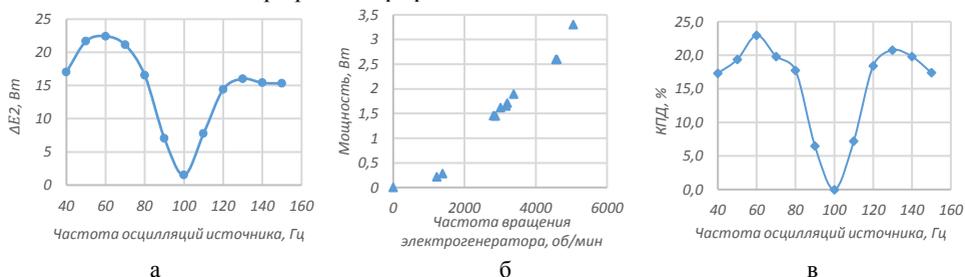


Рисунок 13 – Зависимость изменения энергии в акустическом тракте с ПТ от частоты осцилляций (а), вырабатываемой мощности от оборотов электрогенератора (б), КПД ПТ от частоты осцилляций (в)

Несмотря на малое значение полезной мощности в эксперименте, необходимо отметить, что при пересчете на гелий при заправке 2,0 МПа мощность ТАД и снимаемая полезная мощность с ПТ при частоте 100 Гц достигает 100 - 120 Вт.

Так как моделировать работу ПТ и проводить испытания для выявления влияния режимов и параметров на герметичной установке высокого давления трудоёмко и дорого, то можно утверждать, что предложенный в диссертации метод должен быть обязательным в технологическом цикле доводки ПТ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного исследования решена актуальная научно-техническая задача повышения эффективности бортовых энергетических установок на базе термоакустического двигателя.

1. Обоснована и подтверждена перспективность использования пульсационного турбопривода в качестве преобразователя энергии в термоакустическом двигателе в составе бортовой энергетической установки.

2. Определены преимущества пульсационного турбопривода, позволяющие увеличить ресурс в два раза и снизить стоимость по сравнению с линейными электрогенераторами (альтернаторами) с возвратно-поступательным движением на 40%.

3. Разработан метод проектного расчёта пульсационного турбопривода для термоакустического двигателя для диапазона частот волны 50 – 150 Гц и амплитуды давления 500 – 7000 Па, учитывающий оптимальную длину резонатора и место установки микротурбины.

4. Экспериментально доказана работоспособность пульсационного турбопривода в осциллирующем потоке газа. Мощность пульсационного турбопривода диаметром 100 мм при амплитуде колебания давления 6104 Па при нормальном атмосферном давлении составила 3,3 Вт. За счёт оптимальной длины резонатора и места установки микротурбины было обеспечено увеличение КПД на 15% (относительных) по сравнению с аналогичными ПТ, представленными в открытых источниках.

5. Разработана методика оценки эффективности работы ПТ в зависимости от амплитудно-частотных характеристик акустической волны. Установленные теоретические и экспериментальные закономерности, позволяют определять влияние характеристик акустической волны на режим работы ПТ при рабочих давлениях 1 - 4 МПа для воздуха и гелия (КПД ПТ 40 - 85% при уровне проектных мощностей 30 - 100 Вт) с точностью до 8%.

Дальнейшее проведение исследований связано с усовершенствованием ПТ за счёт подбора оптимальных конструктивных параметров и оптимизации профилей лопаток направляющих аппаратов и рабочего колеса.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИОННОЙ РАБОТЫ

Статьи в изданиях из списка ВАК РФ

1. Шиманов, А.А. Возможность использования импульсной двунаправленной турбины в термоакустическом двигателе / А. А. Шиманов, А. И. Довгялло // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета). – 2015. - №1. – С. 132-138.

2. Шиманов, А.А. Численное и экспериментальное исследование термоакустического охладителя на пульсационной трубе / А. А. Шиманов, Д. А. Угланов, С.О. Некрасова, Д. В. Сармин // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2015. - №6. – С. 505-513.

Статьи в изданиях, индексируемых базами данных Scopus и Web of Science

3. Shimanov A. A., Uglanov D. A., Nekrasova S. O. Comparative analysis of calculation models of pulse tube thermoacoustic refrigerator // Key Engineering Materials. — 2016. — № Volume 685. — С. 3-7

4. Shimanov A. A., Dovgyallo A. I. Possibility of using pulse turbine usage in compressor technology // AIP Conference Proceedings. — 2017. — Vol. 1876.

5. Shimanov A. A., Neverov I.A., Uglanov D. A. etc. Experimental Research of Impulse Turbine // 2020 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon 2020, 2020, 9271173

Патенты

6. Способ шумоглушения и устройство для утилизации акустической энергии в выхлопных системах энергетических установок / Довгялло А. И., Довгялло Д. А., Шиманов А. А. // Патент № 2626192, опубл. 24.07.2017 г.

7. Способ подвода и отвода тепла в термоакустическом двигателе и устройство для его реализации / Довгялло А.И., Шиманов А.А., Угланов Д.А., Комисар Ю.В. // Патент №2809514, опубл. 12.12.2023 г.

Прочие публикации

8. Шиманов, А.А. Экспериментальные исследования пульсационной турбины для термоакустического двигателя / А.А. Шиманов, А.И. Довгялло, И.А. Неверов, Д.Б. Красинский // Материалы докладов Международной научно-технической конференция "Проблемы и перспективы развития двигателестроения". — 2021. — Т. 2. — С. 233-234.

9. Шиманов, А.А. Исследование возможности повышения эффективности термоакустического двигателя за счёт теплообмена в направляющих аппаратах пульсационной турбины / А.А. Шиманов, А.Б. Шиманова, А.И. Довгялло, Ю.В. Комисар // Материалы докладов Всероссийского научно-технического форума по двигателям и энергетическим установкам имени Н.Д. Кузнецова, посвященный 110-летию ПАО «ОДК-КУЗНЕЦОВ». — 2022. — С. 142-143.

10. Шиманов, А.А. Экспериментальные исследования системы шумоглушения и выработки дополнительной энергии на базе пульсационной двунаправленной турбины / А.А. Шиманов, А.И. Довгялло, Е.С. Гаев, А.Л. Лопатин // Материалы докладов Международной научно-технической конференция "Проблемы и перспективы развития двигателестроения". — 2023. — Т. 2. — С. 272-274.

11. Шиманов, А.А. Разработка систем шумоглушения и выработки дополнительной энергии на базе пульсационной двунаправленной турбины с электрогенератором / А.А. Шиманов, А.И. Довгялло, Е.С. Гаев, А.Л. Лопатин // Материалы докладов Международной научно-технической конференция "Проблемы и перспективы развития двигателестроения". — 2023. — Т. 2. — С. 323-325.