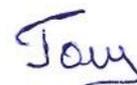


ФГБОУ ВО «Саратовский национальный исследовательский государственный
университет имени Н.Г. Чернышевского»

На правах рукописи



ГОРШКОВ Илья Борисович

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ТЕРМОГЕНЕРАЦИИ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛН В КОЛЬЦЕВЫХ СИСТЕМАХ

1.3.4 – Радиофизика

Диссертация на соискание учёной степени кандидата

физико-математических наук

Научный руководитель:

доктор физико-математических наук,

профессор

Петров Владимир Владимирович

Саратов – 2022

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. Теория линейной термоакустики	15
1.1 Краткая история термоакустики	15
1.2 Основы теории термоакустики	21
1.2.1 Акустический канал	21
1.2.2 Акустика без потерь	28
1.2.3 Вязкостные и термические эффекты в больших каналах.....	31
1.2.4 Общий случай с учётом термоакустического эффекта	37
1.3 Устройства, работающие по циклу Стирлинга	44
1.3.1 Цикл Стирлинга	44
1.3.2 Термоакустические устройства с бегущей волной	54
1.3.3 Термоакустические устройства со стоячей волной	57
1.3.4 Современные термоакустические двигатели Стирлинга	62
Выводы по главе 1	70
2 Численное моделирование кольцевого многоступенчатого термоакустического преобразователя с бегущей волной.....	71
2.1 Программа DeltaEC. Расчёты моделей кольцевых термоакустических двигателей с бегущей волной.....	71
2.1.1 Расчётная модель	71
2.1.2 Расчёт моделей с неизменяемыми размерами каскадов.....	80
2.1.3 Расчёт моделей с оптимизацией геометрических характеристик каскадов.....	88
2.1.4 Теплообменный аппарат	91
2.2 Расположение акустической нагрузки	98
Выводы по главе 2	100
3 Экспериментальное исследование кольцевого многоступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной и двунаправленной импульсной турбины	102
3.1 Четырёхступенчатый термоакустический двигатель	102

3.1.1	Конструкция двигателя	102
3.1.2	Условия проведения экспериментов с ТАД.....	106
3.1.3	Результаты экспериментальных исследований ТАД.....	109
3.2	Двунаправленная импульсная турбина	113
3.2.1	Принцип работы двунаправленной турбины.....	113
3.2.2	Экспериментальное исследование двунаправленной турбины в постоянном потоке газа	123
	Выводы по главе 3	131
	Заключение.....	132
	Список литературы	134
	ПРИЛОЖЕНИЕ А. Вид программы для моделирования четырёхступенчатого термоакустического двигателя в Delta EC.....	142

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы

Работа посвящена изучению радиофизических процессов, происходящих в автоколебательных системах в виде многоступенчатых термоакустических преобразователей тепловой энергии в акустическую с кольцевым резонатором. В термоакустических автоколебательных системах колеблющимся элементом является газ в акустическом резонаторе. Источником энергии является тепловая энергия, непрерывно подводимая к одному или нескольким теплообменникам [1]. Нелинейным регулятором (усилителем колебаний), преобразующим постоянное тепловое воздействие на систему в переменное акустическое воздействие, является осуществляемый в теплообменном аппарате термодинамический цикл. Кольцевой тип резонатора позволяет изменять число теплообменных аппаратов (число ступеней) в резонаторе в широком диапазоне (от 1 до более чем 10), что невозможно с другими типами резонаторов. По этой и многим другим причинам кольцевые резонаторы последнее время все больше привлекают внимание исследователей. При этом на данный момент остаётся практически не изученным вопрос влияния количества ступеней кольцевого преобразователя на характеристики акустической волны и всего преобразователя в целом. Более подробное исследование этого вопроса важно для определения оптимального числа ступеней преобразователя, а также для изучения акустических автоколебательных контуров с тепловым возбуждением колебаний и большим числом усилителей в резонаторе.

Термоакустические системы обладают свойством широкой применимости, при этом термоакустические генераторы являются альтернативой другим генераторам малой мощности, таким как солнечные и ветровые установки, генераторы на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и двигателей Стирлинга, газотурбинные установки с замкнутым циклом Брайтона и паротурбинный цикл Ренкина. Применение термоакустических генераторов актуально в качестве силовых установок на подводных лодках, космических аппаратах и базах, на микро ТЭЦ в труднодоступных районах Земли, на солнечных

и геотермальных электростанциях [2]; области применения термоакустических холодильников – сжижение газов, охлаждение частей приборов до криогенных температур, кондиционирование помещений [3].

Цель работы: выявление особенностей генерации и распространения акустических волн в многоступенчатых кольцевых термоакустических автоколебательных системах; оптимизация их волновых и энергетических характеристик, в частности параметров резонатора, количества ступеней, теплового усилителя акустических колебаний, а также оценка влияния данных параметров на мощность преобразователя и его эффективность.

Для достижения этой цели были поставлены и решены следующие задачи:

1. Сопоставительный анализ особенностей существующих термоакустических преобразователей энергии и методик их расчёта.
2. Построение математической модели и разработка алгоритма для численного моделирования процесса преобразования тепловой энергии в энергию акустических волн.
3. Разработка экспериментального образца четырехступенчатого термоакустического преобразователя.
4. Экспериментальное исследование акустических и тепловых характеристик разработанного термоакустического преобразователя.
5. Сопоставление результатов численного моделирования с экспериментальными данными, полученными в ходе работы, а также с данными других авторов.

Научная новизна

1. Впервые определена особенность изменения сдвига фазы между колебательной скоростью потока газа и колебательным давлением в кольцевой многоступенчатой автоколебательной термоакустической системе при увеличении количества ступеней.
2. Экспериментально получено распределение амплитуды колебаний давления акустической волны по длине резонатора автоколебательной

термоакустической системы, показавшее удовлетворительное совпадение результатов экспериментов и численного моделирования.

3. В ходе численного моделирования работы автоколебательных термоакустических систем показано влияние количества ступеней в таких системах на их характеристики: акустический КПД, акустическую мощность, импеданс в регенераторе.

4. Методами численного моделирования для четырехступенчатой автоколебательной термоакустической системы получены оптимальные геометрические параметры теплового усилителя колебаний (теплообменников, регенератора).

5. Экспериментально исследованы характеристики двунаправленной турбины (гидравлическая мощность прокачиваемого воздуха, перепады давления на роторе и на сопловых аппаратах), предназначенной для преобразования волновой акустической энергии в электрическую, при различных: входной гидравлической мощности и частоте вращения ротора, что позволило оценить зависимость перепада давления на турбине от скорости потока на её входе.

Научная и практическая значимость

В результате исследования кольцевых многоступенчатых термоакустических систем установлен характер изменения разности фаз между колебаниями давления и скорости потока в зоне регенератора, а также мощности и КПД термоакустических систем с изменением числа их ступеней, что дополняет и расширяет современные представления теории термоакустики.

Результаты диссертационной работы открывают перспективу разработки серийно выпускаемых эффективных термоакустических преобразователей.

Результаты численного моделирования позволяют осуществлять проведение расчётов термоакустических преобразователей с заданными входными и выходными параметрами.

Разработанный экспериментальный прототип термоакустического преобразователя обладает рабочими характеристиками, которые позволяют рассматривать его как основу создания промышленно выпускаемых

автоколебательных термоакустических систем, предназначенных для получения электрической энергии из различных тепловых источников, что имеет особое значение для районов, удалённых от магистральных ЛЭП.

Положения, выносимые на защиту:

- В многоступенчатой кольцевой автоколебательной термоакустической системе (термоакустическом преобразователе) максимум КПД и акустической мощности ступени наблюдается при количестве ступеней от 4 до 7, а при дальнейшем увеличении количества ступеней, разность фаз между колебательной скоростью и колебательным давлением в акустической волне в полости резонатора значительно сдвигается от нуля (бегущая волна) к 90 градусам (стоячая волна), что приводит к уменьшению КПД и является ограничением максимального количества ступеней.
- При увеличении количества ступеней кольцевой автоколебательной термоакустической системы для обеспечения максимальной выходной мощности и эффективности (КПД), необходимо увеличивать акустический импеданс в ступени.
- Результаты экспериментальных исследований профиля распределения амплитуды колебаний и мощности акустической волны по длине резонатора в кольцевой четырехступенчатой автоколебательной термоакустической системе.
- Алгоритм и результаты численного моделирования характеристик акустической волны (распределения амплитуды колебаний давления и скорости потока по длине резонатора, мощности, импеданса, разности фаз между колебаниями давления и скорости потока) в кольцевых многоступенчатых автоколебательных термоакустических системах.

Достоверность полученных результатов

Достоверность полученных результатов обеспечивается: а) применением обоснованных методов теоретического и численного анализа радиофизических и термоакустических процессов; б) использованием специальных программных комплексов, разработанных и протестированных на широком классе задач термоакустики; в) оценкой погрешности измерений.

Личный вклад автора

Автором лично выполнены все модельные и вычислительные исследования. Автором лично разработан экспериментальный прототип четырехступенчатого кольцевого термоакустического преобразователя. Лично автором проведены экспериментальные исследования и проведены сопоставления полученных экспериментальных и численных результатов. Автором лично написана компьютерная программа, защищенная свидетельством РФ на программу ЭВМ.

Апробация результатов исследования

Результаты работы докладывались на конференциях:

1. «SFM - Saratov Fall Meeting 2019» (Саратов, 2019 г);
2. XIII Международная научно-практическая конференция «Современные проблемы машиностроения» (Томск, 2020 г);
3. Международная научно-техническая конференция "Актуальные проблемы прикладной математики, информатики и механики" (Воронеж, 2020 г);
4. «Оптические технологии, материалы и системы (Оптотех-2019)» (Москва, 2019 г).

Гранты

Результаты диссертации получены в рамках выполнения гранта РФФИ (проект № 19-32-90127\19 – Исследование характеристик термоакустического кольцевого многоступенчатого двигателя с бегущей волной)

Публикации

По результатам диссертационной работы сделано 7 публикаций, из них 3 в периодических изданиях, включенных в список ВАК при Минобрнауки РФ [57,58,71], 3 статьи в прочих научных изданиях и 1 свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ.

Структура и объём работы

Работа содержит введение, 3 главы, заключение и список литературы (70 источников). Диссертация изложена на 145 страницах, включает 76 рисунков, 5 таблиц и приложение.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении приведена общая характеристика работы, обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цели и задачи исследования, а также пути их достижения. Отмечена научная новизна, практическая значимость и достоверность выполненной работы, приведены результаты, выносимые на защиту автором. Представлена информация по апробации и публикации результатов.

В первой главе кратко изложена теория линейной термоакустики и дается краткая история термоакустики от её появления до нашего времени. Описаны ключевые идеи, необходимые для вывода основных уравнений термоакустики – уравнений Ротта. Объясняется аналогия между термоакустическими процессами и процессами, происходящими в электрических схемах.

Описывается идеальный и реальный термодинамический цикл Стирлинга, а также дается краткая история развития устройств работающих по циклу Стирлинга. Дается объяснение принципа работы термоакустических двигателей с бегущей волной и со стоячей волной. Анализируются современные практические достижения в области термоакустических двигателей с бегущей волной. Приводится сравнение конструкций и принципа работы термоакустических двигателей и поршневых двигателей Стирлинга.

Любой элемент термоакустического устройства с точки зрения радиофизики можно представить в виде электрической схемы. Аналогом инерционного свойства газа является индуктивность в электрической схеме, аналогом сжимаемости газа является электрическая емкость, вязкостные и термические потери при колебаниях моделируются при помощи резисторов, а аналогом термоакустического эффекта является источник переменного тока. Термоакустическое устройство является комбинацией таких элементарных электрических схем.

Таким образом, с точки зрения радиофизики термоакустический преобразователь является автоколебательным контуром. Источник переменного тока по электроакустической аналогии может быть как усилителем колебаний так и поглотителем колебаний.

Во второй главе Описана методика расчёта многоступенчатых кольцевых термоакустических двигателей в программе Delta EC

Был проведён численный расчёт восьми моделей кольцевых многоступенчатых термоакустических двигателей с числом ступеней от 3-х до 10-ти. Рабочее тело – аргон под давлением 1,5 МПа, диаметр теплообменных аппаратов 160 мм, диаметр акустического резонатора 41,2 мм, длина кольцевого корпуса двигателя у всех моделей была равна 8 метрам. Ступени во всех двигателях были конструктивно одинаковые. В ходе расчётов изменялось количество ступеней и количество акустических нагрузок, при сохранении неизменной суммарной длины корпуса. Для каждой из восьми исследуемых моделей была проведена оптимизация величины акустической нагрузки, для достижения максимума КПД двигателя.

При увеличении количества ступеней происходит постепенное приближение $\Delta\varphi_{PU}$ к 90 градусам во всех элементах двигателя, что свидетельствует о том, что в зоне теплообменного аппарата увеличивается стоячая компонента волны относительно бегущей. Это приводит к тому, что термодинамический цикл при увеличении числа ступеней отклоняется от реального цикла Стирлинга и его эффективность уменьшается. Это является одним из основных ограничений при увеличении числа ступеней. Вторым ограничением является уменьшение частоты колебаний при увеличении числа ступеней, что приводит к уменьшению акустической мощности.

Затем, было проведено численное исследование оптимальной формы акустического резонатора кольцевого ТАД для числа ступеней n от 3-х до 12. Было установлено, что при увеличении n , оптимальная площадь поперечного сечения теплообменного аппарата увеличивается относительно площади поперечного сечения резонатора.

В ходе расчетов было показано, что можно настроить преобразователь, как на максимум акустической мощности, так и на максимум эффективности, причём эти два максимума достигаются при значительно отличающихся друг от друга настройках. В реальном устройстве обычно стоит задача добиться как наибольшей

мощности, так и наибольшей эффективности. Для того чтобы добиться учета обоих параметров был введен новый параметр – коэффициент качества.

Чем больше степень, в которую возводится КПД, тем ближе получаются настройки к максимуму КПД. Была произведена оптимизация моделей с различным числом ступеней для достижения максимального $K_{\text{кач}}$. Также, была исследована зависимость характеристик двигателя от геометрических параметров теплообменников и регенератора.

Было показано, что при оптимизации параметров ТАД на максимум КПД, оптимальный гидравлический радиус пор регенератора зависит от его длины и не зависит от геометрических характеристик теплообменников. Также результаты численного моделирования свидетельствуют о том, что жертвуя эффективностью и выходной мощностью можно сделать теплообменники более технологичными в производстве значительно увеличив расстояние между пластинами относительно величины 0,2 мм. При увеличении расстояния между пластинами теплообменников в 10 раз мощность уменьшается лишь в 2 раза, а эффективность только лишь на 26 %.

В третьей главе представлены результаты экспериментальных исследований прототипа 4-х ступенчатого термоакустического двигателя и двунаправленной импульсной турбины. При разработке конструкции двигателя основной задачей было обеспечить возможность быстрой замены и изменения размеров теплообменного аппарата, а также изменение его положения внутри ступени. Для этой цели большая часть корпуса ступени была составлена из паронитовых прокладок в местах с низкой температурой и прокладок из прокладочного асбестового картона в местах с высокой температурой. Получившаяся стопка из прокладок и теплообменников была зажата между фланцами с помощью болтовых соединений для скрепления конструкции и придания ей герметичности. Изменяя число прокладок можно изменять длину корпуса ступени в необходимом месте и тем самым изменять расположение теплообменников внутри ступени. Получившаяся конструкция предназначена для работы с атмосферным давлением газа внутри двигателя.

Теплообменник состоит из медных пластин согнутых по спирали Архимеда на один оборот. Такая форма пластин призвана обеспечить более равномерное распределение потоков газа по площади поперечного сечения теплообменника и таким образом, повысить его тепловую мощность. При этом расстояние между пластинами в центральной части отличается от расстояния между пластинами на периферии теплообменника не более чем на 15 %. Благодаря небольшому диаметру теплообменника (32 мм) становится возможным отвод и подвод тепловой энергии через его боковую поверхность. В холодном теплообменнике спиральные пластины вставлены в кольцевой канал, по которому протекает охлаждающая вода и соединены с каналом при помощи слоя высокотемпературного герметика Grey 999 gasket maker толщиной около 0,5 мм. Герметик скрепляет пластины и улучшает термический контакт между пластинами и каналом охлаждения.

Конструкция горячего теплообменника аналогична конструкции холодного, только вместо канала охлаждения по периметру расположена спираль из нихромовой проволоки, для его нагрева. Для теплоизоляции горячий теплообменник помещен внутрь стопки прокладок из асбестового прокладочного картона. Для уменьшения тепловых потерь через корпус резонатора, со стороны горячего теплообменника была сделана вставка из кварцевого стекла с длиной 30 мм и внутренним диаметром 17 мм. Регенератор представляет собой стопку из 30 сеток из нержавеющей стали с диаметром проволоки 0,2 мм и расстоянием между проволоками 0,67 мм. Каждый из четырёх резонаторов, соединяющих ступени представляет собой круглую медную трубу с внутренним диаметром 13 мм, согнутую ровно посередине на 180 градусов с радиусом изгиба 205 мм. Таким образом, длина двух прямых концевых участков резонатора, соединенных со ступенью составляют по 414 мм каждый и между ними находится изогнутый участок длиной 322 мм. В сумме, длина резонатора от внутренней поверхности горячего фланца одной ступени, до внутренней поверхности холодного фланца другой ступени составляет 1,15 метра.

Измерение колебаний давления производилось с помощью 7 датчиков, расположенных на одном из резонаторов на расстояниях 155, 265, 435, 585, 735, 910 и 1020 мм от торцевой поверхности ступени со стороны горячего теплообменника.

Амплитуда колебаний давления со стороны горячего теплообменника меньше, чем со стороны холодного и к тому же присутствует провал амплитуды в центре. Распределение $|P_1|$, объясняется тем, что разность фаз между колебаниями скорости и давления в резонаторе не равно 0 градусов как в бегущей волне, а достигает значений в 35 градусов (по результатам расчётов в DeltaEC), то есть это сумма бегущей и стоячей волн. Стоячая компонента возникает при отражении волны от поверхностей теплообменников и торцевых поверхностей ступеней. Бегущая волна присутствует только внутри ступеней двигателя.

Экспериментальная зависимость от ΔT - линейная. Максимальная мощность акустической волны наблюдалась в первом эксперименте с расстояниями между теплообменниками и торцевыми фланцами равными 6 мм и достигала 11 Вт при $\Delta T = 158$ °С. С увеличением данных расстояний акустическая мощность снижалась.

В данном разделе также приведены результаты экспериментального исследования двунаправленной турбины в постоянном потоке газа, предназначенной для преобразования акустической энергии в механическую.

Внешний диаметр лопаток соплового аппарата (СА) и лопаток ротора составляет 44 мм, а внутренний диаметр 30,8 мм. Угол загиба краёв лопаток относительно осевого направления – 60 градусов, как на роторе, так и на СА. На роторе расположено 20 лопаток, а на каждом СА по 12 лопаток.

В эксперименте наблюдалось уменьшение перепада давления на входном СА, при увеличении частоты вращения ротора ω . Перепад давления на выходном СА, в отличие от входного, наоборот, значительно увеличивается при увеличении частоты вращения ротора. Паразитный перепад давления ΔP_{CA2} при частоте вращения 7000 об/мин составил 15% от перепада давления на всей турбине. Таким образом, при данной конструкции турбины, при постоянном потоке газа, выходной сопловой аппарат снижает эффективность турбины только на 15 %.

Результаты измерений показывают, что двунаправленная импульсная турбина не является активной, то есть на роторе данной турбины присутствует значительный перепад давления относительно перепада давления на сопловых аппаратах. Степень реактивности ρ в ходе экспериментов составляла от 0,61 до 0,84. Двунаправленная импульсная турбина имеет низкую эффективность по сравнению с обычной турбиной. Основные причины такого поведения: наличие соплового аппарата на выходе из ротора, что приводит к паразитному перепаду давления на роторе и вращение ротора в моменты времени, когда поток газа имеет низкую скорость, что приводит к тому, что ротор начинает работать в режиме газового тормоза.

В заключении подведены итоги диссертационной работы, сформулированы основные результаты и выводы.

1. Теория линейной термоакустики

1.1 Краткая история термоакустики

Первую научную работу в области термоакустики провел Б. Хиггинс в 1777 году [4].

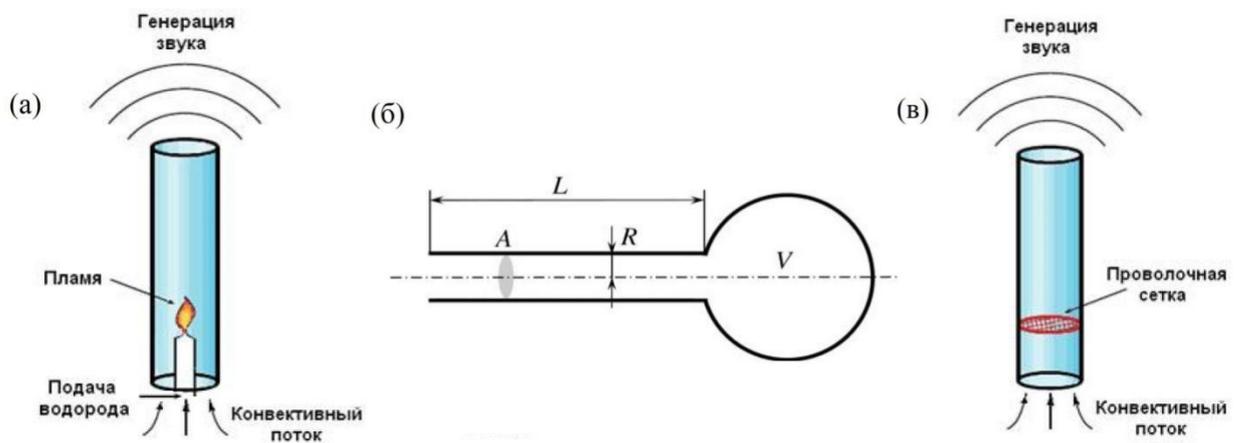


Рисунок 1.1 - Первые установки для исследования термоакустических колебаний: (а) поющее пламя Хиггинса, (б) трубка Зондхауса, (в) трубка Рийке

Он помещал пламя водородной горелки в середину металлической трубы, открытой с обоих концов (рисунок 1.1,а). В результате чего труба начинала издавать монотонный звук. В трубе самопроизвольно возникала стоячая акустическая волна, с длиной волны в два раза большей, чем длина трубы.

Затем, в 1850 году К. Зондхаус исследовал длинную трубку небольшого диаметра с полым шаром на конце (рисунок 1.1,б) [5]. Он заметил, что если разогреть до необходимой температуры шар на конце трубки, то возникает монотонный звук. Зондхаус экспериментировал с длиной трубки и размером шара на конце. Он понял, что частота колебаний снижается как при увеличении длины трубки, так и при увеличении объёма шара. Однако объяснить причину изменения частоты колебаний он не смог.

В 1859 году П. Рийке провёл эксперимент похожий на эксперимент Хиггинса. Он убрал газовую горелку и заменил её разогретой до высокой температуры металлической сеткой (рисунок 1.1, в). При этом максимальная акустическая

мощность была получена при расположении сетки на расстоянии четверти длины трубы от нижнего конца. Как в эксперименте с газовой горелкой, так и в эксперименте с сеткой было обнаружено, что для возникновения акустических колебаний необходим конвективный поток газа, идущий вверх по трубе [6].

В 1868 году теоретическое основание современной термоакустики заложил Г. Кирхгоф, который исследовал затухание акустических колебаний в трубе с газом вследствие нестационарного теплообмена газа с изотермической стенкой трубы. Его результаты впоследствии были использованы Х. Крамерсом [7] для описания возбуждения акустических колебаний в закрытой с одного конца трубе с газом, в которой поддерживается градиент температуры. При описании наблюдаемых явлений они рассматривали пограничный слой, толщина которого значительно меньше диаметра трубы.

В 1887 году Дж. Рэлей в своей работе «Теория звука» дал первое качественное объяснение термоакустического эффекта. Рассматривая цилиндрическую трубу, заглушенную с одного конца, с колеблющимся поршнем, он показал, что при периодическом подводе тепловой энергии к газу можно как увеличить амплитуду колебаний поршня, так и уменьшить. Все зависит от разности фаз между подводом теплоты и колебаниями поршня. Газ имеет некоторую массу, как и поршень, поэтому можно заменить поршень некоторым объёмом газа, тогда периодическим подводом и отводом тепловой энергии можно управлять колебаниями газа самого по себе, без поршня. Это дало Дж. Рэлею возможность сформулировать критерий для термоакустических эффектов в газах. «Если теплота сообщается воздуху в момент наибольшего сжатия или отнимается от него в момент наибольшего разрежения, то это усиливает акустические колебания. Напротив, если теплота сообщается воздуху в момент наибольшего разрежения и отнимается в момент наибольшего сжатия, то колебания ослабляются» [8].

В 1969 году прорыв в термоакустике сделал Н. Ротт, который создал теорию линейной термоакустики [9-13]. Он отказался от пограничного приближения Г. Кирхгофа и Х. Крамерса, и сформулировал математическую основу возникновения и затухания низкоамплитудных колебаний в трубах большого и маленького

диаметра при наличии продольного градиента температуры. Н. Ротт математически описал термоакустический эффект в трубе, которая имеет на много меньший диаметр, чем длина акустической волны. Это математическое описание остается основой термоакустики до сих пор.

За следующие тридцать лет основные положения линейной теории Н. Ротта были обобщены и развиты Г. Свифтом [14], работавшим в Лос-Аламосской национальной лаборатории. Он развил теорию Ротта для применения её при проектировании реальных термоакустических устройств.

В 1986 году Хофлер создал первый термоакустический холодильник со стоячей волной, предназначенный для коммерческого использования (рисунок 1.2).

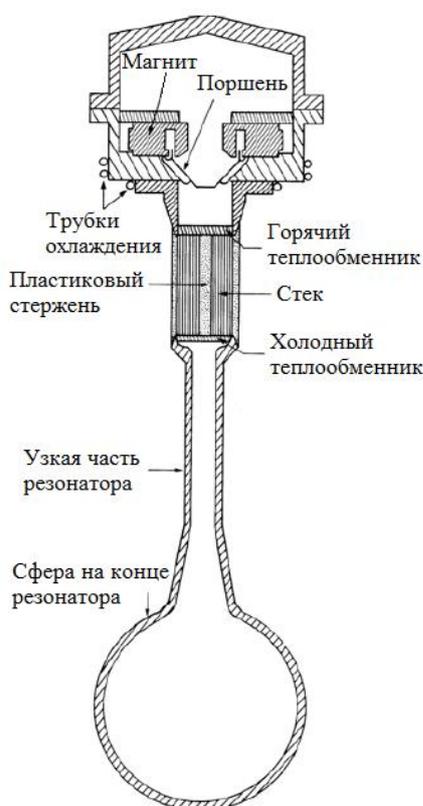


Рисунок 1.2 - Холодильник Хофлера [15]

Акустическую волну в конструкции создавал поршень, прикреплённый к линейному электродвигателю. Благодаря акустической волне теплообменник, расположенный ближе к поршню нагревался, а теплообменник со стороны резонатора охлаждался. От горячего теплообменника отводилась тепловая энергия при помощи трубок охлаждения, по которым циркулировала вода, и тем самым

поддерживалась его температура, близкая к комнатной температуре. Весь холодильник имел небольшую длину – около 30 см, и имел небольшую мощность охлаждения около 7Вт [15-16].

В 1979 году Цеперли сделал важное открытие. Он понял, что колебания давления и скорости газа в бегущей акустической волне также как и колебания давления и скорости газа в двигателе Стирлинга находятся в фазе [17]. Это событие стало объединением термоакустических устройств и двигателей Стирлинга в одну категорию.

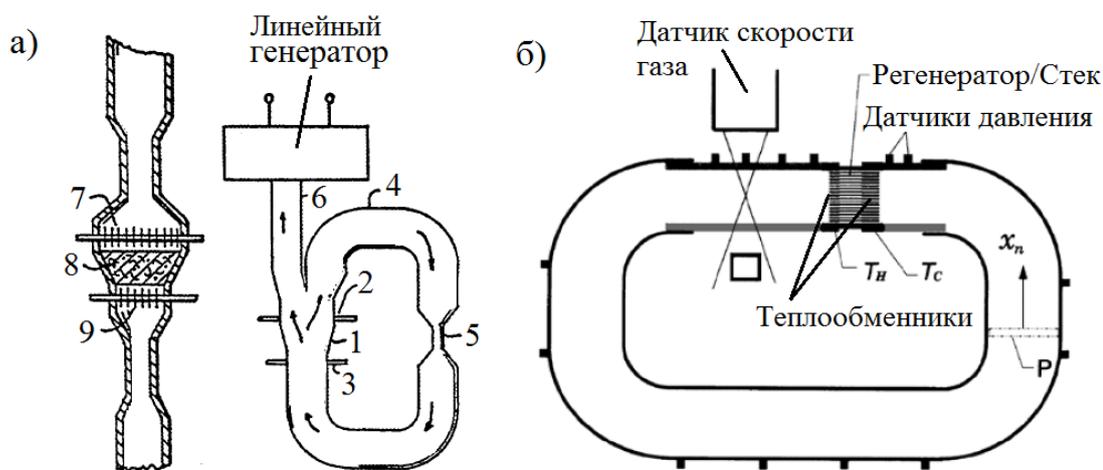


Рисунок 1.3 - Первые двигатели с бегущей волной. (а) Конструкция Цеперли: 1 – место установки теплообменного аппарата, 2 – трубки подвода горячего теплоносителя, 3 – трубки подвода холодного теплоносителя, 4 – акустический резонатор, 5 – сужение резонатора (акустическая инерционность), 6 – отвод акустической энергии от двигателя, 7 – горячий теплообменник, 8 – регенератор, 9 – холодный теплообменник; (б) конструкция Т. Язаки

Цеперли предложил использовать резонатор в виде закольцованной трубы переменного сечения для создания бегущей волны в зоне теплообменного аппарата (рисунок 1.3,а), однако нет информации о том, что ему удалось построить и испытать двигатель. Впервые работоспособный двигатель с бегущей волной удалось сделать Т. Язаки в 1998 году (рисунок 1.3,б). Также он произвёл сравнение между двигателем со стоячей волной и с бегущей волной и установил, что

термодинамический цикл в теплообменном аппарате двигателя с бегущей волной обладает большей эффективностью [18].

Свифт и Бегхаус продолжили развивать идею двигателя с бегущей волной [19] (рисунок 1.4).

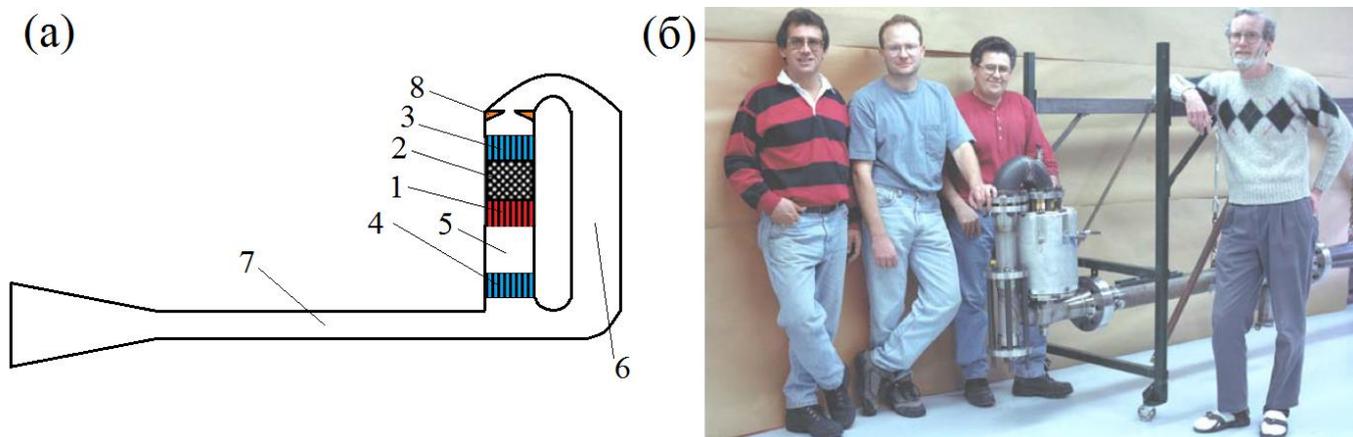


Рисунок 1.4 – Одноступенчатый двигатель Бегхауса-Свифта. (а) Схема двигателя: 1 - горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – вторичный холодный теплообменник, 5 – термальная буферная трубка, 6 – кольцевая часть резонатора, 7 – четверть волновой резонатор Гельмгольца, 8 – газовый диод. (б) Г. Свифт вместе с командой и двигателем

Они предложили включить в конструкцию резонатора четвертьволновой резонатор Гельмгольца для того, чтобы добиться близкой к нулю разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ между колебаниями давления и скорости газа в теплообменном аппарате. Дело в том, что в кольцевом резонаторе с одним теплообменным аппаратом $\Delta\varphi_{PU}$ значительно отличается от нуля, что снижает эффективность цикла, так как это отдаляет термодинамический цикл от параметров реального цикла Стирлинга. Резонатор Гельмгольца позволяет это исправить [19]. К тому же, добавление дополнительного резонатора в конструкцию снижает частоту акустических колебаний. Другими словами, для достижения заданной частоты колебаний необходим кольцевой резонатор намного меньшей длины, чем без резонатора Гельмгольца в составе конструкции. Уменьшение длины кольцевой части резонатора приводит к улучшению массогабаритных характеристик и уменьшению акустических потерь в резонаторе. Вместе с тем сам по себе резонатор Гельмгольца

наоборот увеличивает акустические потери по причине рассеяния энергии в нём, однако суммарный эффект добавления дополнительного резонатора в конструкцию положительный.

Проблемой кольцевой формы резонатора является возможность существования постоянного потока газа вдоль резонатора (течения Гедеона) [20]. Он возникает из-за того, что в теплообменном аппарате двигателя присутствует градиент температуры, и в среднем за цикл объёмный расход в горячую сторону оказывается больше, чем в холодную. Теплообменный аппарат начинает работать как насос, создавая постоянный поток газа, уносящий тепловую энергию от горячего теплообменника в полость резонатора. Для того чтобы уменьшить или даже обратить вспять кольцевое течение газа и тем самым повысить эффективность работы, в конструкции Бегхауса-Свифта используется газовый диод. Газовый диод устроен таким образом, что благодаря своей форме имеет различное гидравлическое сопротивление при движении газа в разных направлениях. При акустических колебаниях газа он создаёт постоянную компоненту скорости потока газа, направленную против течения Гедеона. Также в конструкции установлен вторичный холодный теплообменник, который поглощает тепловую энергию, покидающую горячий теплообменник с конвективными потоками газа.

Далее значительный вклад в развитие термоакустики внёс Кесс Де Блок – руководитель компании Aster Thermoacoustics [21]. В 2010 году он предложил использовать кольцевую форму резонатора, увеличить количество ступеней в двигателе до 4-х, для того чтобы уменьшить потери волны при прохождении через резонатор и увеличить площадь поперечного сечения теплообменных аппаратов относительно площади поперечного сечения резонатора, для увеличения акустического импеданса в регенераторе (рисунок 1.5). Уменьшение скорости газа в теплообменном аппарате (увеличение импеданса) позволяет снизить потери на гидравлическое сопротивление.

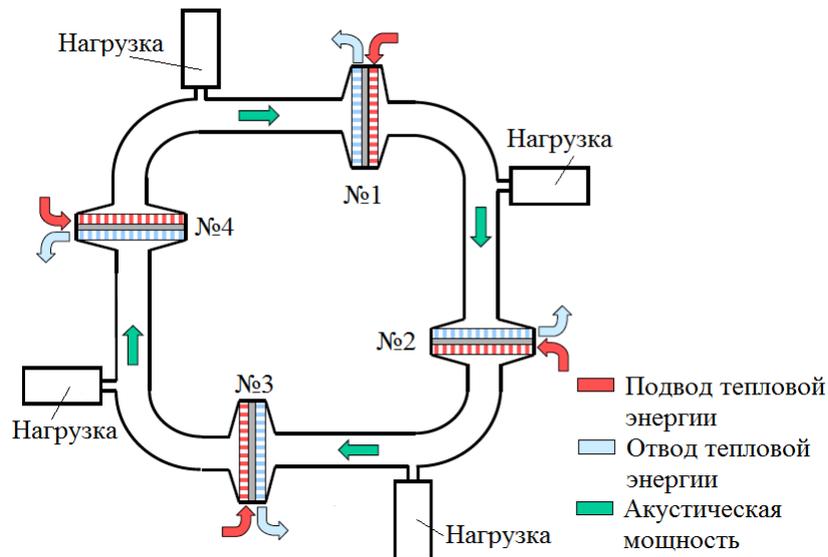


Рисунок 1.5 - Многоступенчатый термоакустический двигатель с бегущей волной [22]

Такая конструкция позволила достичь рекордно низкой разности температур в 17 К, необходимой для запуска двигателя, что говорит о низкой величине акустических потерь в резонаторе [23]. Также многоступенчатая кольцевая конструкция обладает минимальным объёмом резонатора на единицу тепловой и акустической мощности, что способствует достижению хороших массогабаритных показателей. Изучению конструкции двигателя Кесса Де Блока с различным числом ступеней посвящена данная работа.

1.2 Основы теории термоакустики

1.2.1 Акустический канал

Теория линейной термоакустики, разработанная Н. Роттом и доработанная Г. Свифтом, позволяет рассчитать изменение параметров акустической волны при её движении в длинном (относительно поперечных размеров) волноводе с градиентом температуры в стенке волновода в направлении распространения волны (рисунок 1.6). Это позволяет рассчитывать термоакустические устройства, так как любая часть внутреннего объёма в термоакустическом устройстве представляет собой волновод с нулевым или отличным от нуля градиентом температуры в направлении

распространения волны. Однако есть процессы, протекающие в термоакустических устройствах, которые теория линейной термоакустики описать не способна, например конвективные потоки газа, теплообмен корпуса – резонатора с окружающей средой, различные тепловые утечки между теплообменным аппаратом и корпусом устройства и т.д. При этом не учитываемые в линейной термоакустике процессы слабо влияют на параметры волны в резонаторе, а влияют в основном на подводимую и отводимую мощность и КПД устройства. В теории линейной термоакустики рассматривается акустическая волна относительно низкой интенсивности, с амплитудой колебаний давления менее 10 % от среднего давления за период колебаний и поэтому можно пренебречь нелинейными эффектами, возникающими при высокой амплитуде колебаний [14]. Именно поэтому теория и называется линейной. В теории линейной термоакустики рассматривается распространение акустической волны в канале с длиной, гораздо большей (в 10 и более раз), чем его поперечные размеры.

Рассмотрим акустическую волну, распространяющуюся в газе внутри трубы круглого сечения вдоль направления x . Акустическая волна – это череда сжатий и расширений газа, а также колебаний газа в пространстве.

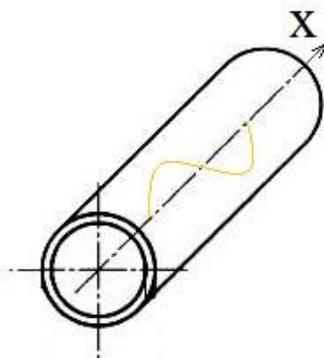


Рисунок 1.6 - Акустическая волна в круглой трубе

То есть, при распространении акустической волны происходят колебания давления P и скорости газа u . Также при колебаниях, газ взаимодействует со стенкой волновода (рисунок 1.7).

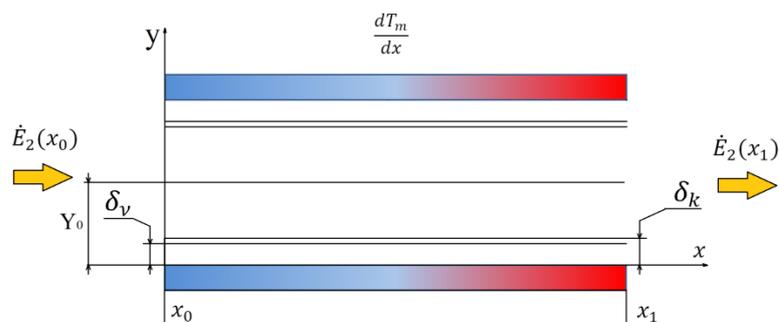


Рисунок 1.7 - Взаимодействие газа в акустической волне со стенкой резонатора. Труба с градиентом температуры в разрезе

Волна с акустической мощностью \dot{E}_2 входит в участок волновода в точке x_0 и за счёт присутствия градиента температуры на стенке $\frac{dT_m}{dx}$ может изменить свою мощность при движении к точке x_1 , либо в большую, либо в меньшую сторону.

Взаимодействие газа со стенкой наблюдаются двух типов: вязкостное и термическое. Вязкостное взаимодействие происходит по причине того, что газ «прилипает к стенке» и имеет нулевую скорость относительно стенки на её поверхности. При этом в центре канала газ имеет максимальную скорость, из-за этого в канале образуется градиент колебательной скорости и происходит трение между слоями газа. Термическое взаимодействие обусловлено наличием теплопроводности у газа и у стенки канала. Для того чтобы количественно оценить величину пограничного слоя, в котором происходит вязкостное и термическое взаимодействие стенки с газом вводятся понятия глубины термического проникновения и глубины вязкостного проникновения (или вязкостного и термического пограничного слоя) [14]:

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2k}{\omega \rho_m c_p}} \quad (1.1)$$

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\omega \rho_m}} \quad (1.2)$$

Здесь ω – круговая частота колебаний, ρ_m – плотность газа μ – коэффициент динамической вязкости, k – коэффициент теплопроводности, и c_p – теплоёмкость при постоянном давлении.

Как можно видеть на рисунке 1.7, глубина вязкостного проникновения меньше, чем глубина термического проникновения, что хорошо в плане уменьшения потерь на вязкостное трение (могло бы быть гораздо хуже), но отношение δ_v к δ_k близко к единице, что всё таки плохо в том смысле, что это означает, что термоакустические устройства (особенно в теплообменном аппарате) неизбежно имеют достаточно высокие потери на трение. Отношение величин δ_v и δ_k определяется физическими свойствами газа и у всех газов, применяемых в термоакустике, это отношение имеет значение около 0,8 (уравнение (1.3)).

$$\frac{\delta_v}{\delta_k} = \sqrt{\frac{\mu c_p}{k}} = \sqrt{Pr} < 1 \quad (1.3)$$

Где Pr это число Прандтля. Глубины проникновения δ_v и δ_k в термоакустике являются маленькими величинами и составляют величину порядка 0,1 мм. Величина амплитуды смещения элементарной порции газа при колебаниях ξ_A имеет значения порядка 1 см в теплообменном аппарате и доходит до десятков см в резонаторе. Длина волны λ равна длине резонатора (если речь о термоакустическом устройстве с кольцевой конструкцией резонатора) и составляет величину порядка нескольких метров. Таким образом, можно записать соотношение величин:

$$\delta_k \ll \xi_A \ll \lambda \quad (1.4)$$

Ещё одной основной величиной в термоакустике является гидравлический радиус поперечного сечения волновода R_h . Он позволяет оценить гидравлическое сопротивление волноводов, имеющих различную форму поперечного сечения и определяется как отношение площади поперечного сечения A волновода к его периметру Π :

$$R_h = \frac{A}{\Pi} \quad (1.5)$$

Итак, при распространении акустической волны происходят колебания давления P и скорости газа u . Под давлением далее будем иметь в виду динамическое давление, то есть величину отклонения давления от среднего значения за период колебаний. Колебания, как давления, так и скорости имеют некоторую амплитуду в данной точке пространства, а также некоторую фазу. Чтобы

описать переменную, которая обладает одновременно как амплитудой, так и фазой, удобно воспользоваться комплексным исчислением. Динамическое давление P_1 можно записать как комплексное число в экспоненциальном виде:

$$P_1 = |P_1|e^{i\varphi(x,t)}, \quad (1.6)$$

где $|P_1|$ – амплитуда колебаний давления в данной точке x резонатора, φ – фаза колебаний давления в данной точке x резонатора в данный момент времени t . Комплексное давление само по себе не имеет физического смысла. Физический смысл имеет в данной записи только реальная часть комплексного давления $\text{Re}[P_1]$, именно она равна величине отклонения давления от среднего за период значения.

Фаза колебаний φ состоит из пространственной и временной части. Их удобно разделить при экспоненциальной записи:

$$P_1(x, t) = |P_1(x)|e^{i\varphi(x)}e^{i\omega t}. \quad (1.7)$$

Здесь t – время, а $\varphi(x)$ – пространственная часть фазы. Соответственно ωt – временная часть фазы. Таким образом, в термоакустике принимается допущение, что акустические колебания во времени совершаются строго по гармоническому закону. Зависимость пространственной части фазы от координаты x в подавляющем числе случаев в термоакустике не гармоническая и определяется геометрическими и тепловыми характеристиками канала, в котором распространяется волна.

Помимо динамической компоненты давления в резонаторе также присутствует и постоянная компонента P_m – среднее давление за период или же его можно также называть давление накачки. Запишем выражение для абсолютного давления в комплексном экспоненциальном виде. Оно представляет собой сумму давления накачки и реальной части динамического давления $P_1(x, t)$:

$$P(x, t) = P_m + \text{Re}[P_1(x, t)]. \quad (1.8)$$

Так как зависимость давления от времени известна – она гармоническая, то основной интерес представляет зависимость давления от координаты. Примем $t=0$, тогда выражение для давления упрощается:

$$P_1(x) = |P_1(x)|e^{i\varphi(x)}. \quad (1.9)$$

Для $P(x, t)$ давления, непосредственно измеряемого в эксперименте и колебательной скорости газа $v(x, t)$ в волне можно записать выражения:

$$P(x, t) = P_m + \text{Re}[P_1(x)e^{i\omega t}]. \quad (1.10)$$

$$v(x, t) = v_m + \text{Re}[v_1(x)e^{i\omega t}]. \quad (1.11)$$

Здесь - v_m средняя за период колебаний скорость газа (постоянная компонента скорости). В большинстве термоакустических устройств v_m либо имеет величину гораздо меньшую, чем амплитуда колебательной скорости $|v_1(x)|$, либо вообще равна нулю. К тому же в термоакустике принято использовать при вычислениях не скорость газа, а объёмный расход, который равен произведению скорости v и площади поперечного сечения канала с газом A :

$$U = vA. \quad (1.12)$$

Таким образом, можно записать выражение для колебаний объёмного расхода в комплексном виде:

$$U(x, t) = \text{Re}[U_1(x)e^{i\omega t}]. \quad (1.13)$$

Функции $P(x, t)$ и $U(x, t)$ полностью определяют характеристики акустической волны, поэтому задача нахождения вида этих функций является одной из основных задач в термоакустике.

Для начала вывода основных уравнений линейной термоакустики запишем второй закон Ньютона для бесконечно тонкого слоя газа.

$$m\vec{a} = \vec{F}, \quad (1.14)$$

где m – масса слоя, \vec{a} – ускорение слоя, \vec{F} – сила, действующая на слой (рисунок 1.8).

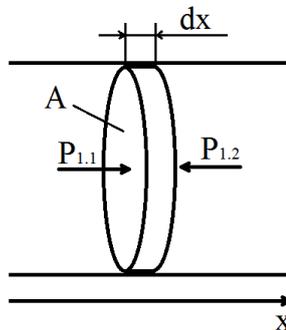


Рисунок 1.8 – Бесконечно тонкий слой газа в волноводе

Сила \vec{F} зависит от разности dP_1 между давлениями слева $P_{1,1}$ и справа от слоя $P_{1,2}$. Таким образом, получаем:

$$m \frac{dv_1}{dt} = -dP_1 A \quad (1.15)$$

Где A – площадь поперечного сечения волновода. Знак минус перед dP_1 говорит о том, что к положительному ускорению слоя газа приводит отрицательный перепад давления по оси x . Продифференцировав комплексную скорость v_1 по времени и деля всё выражение на $A * dx$ в итоге получаем форму второго закона Ньютона для бесконечно тонкого слоя газа:

$$i\omega\rho_m v_1 = -\frac{dP_1}{dx} \quad (1.16)$$

Также в основе уравнений термоакустики лежит уравнение неразрывности для слоя газа:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} = 0 \quad (1.17)$$

После дифференцирования и удаления производной плотности ρ по x ввиду её малости относительно остальных слагаемых получаем:

$$i\omega\rho_1 + \rho_m \frac{dv_1}{dx} = 0 \quad (1.18)$$

Также нам понадобится соотношение между колебательным давлением P_1 колебательной плотностью ρ_1 и скоростью звука a :

$$\frac{P_1}{\rho_1} = \frac{dP}{d\rho} = a^2 \quad (1.19)$$

Комбинируя эти три уравнения и исключая v_1 и ρ_1 получаем:

$$P_1 + \frac{a^2}{\omega^2} \frac{d^2 P_1}{dx^2} = 0 \quad (1.20)$$

Это волновое уравнение для акустической волны, распространяющейся по каналу без продольного градиента температуры и без потерь. Только в 1969 году Николаусу Ротту впервые удалось вывести уравнение для акустической волны, распространяющейся в канале с градиентом температуры и взаимодействующей вязкостно и термически со стенкой:

$$[1 + (\gamma - 1)f_k]P_1 + \frac{\rho_m a^2}{\omega^2} \frac{d}{dx} \left(\frac{1-f_v}{\rho_m} \frac{dP_1}{dx} \right) - \frac{a^2}{\omega^2} \frac{f_k - f_v}{1-Pr} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx} \frac{dP_1}{dx} = 0 \quad (1.21)$$

Можно видеть, что уравнение (1.21) это всё то же уравнение (1.20), только дополненное последним слагаемым, которое отвечает за эффект усиления или ослабления колебаний при наличии градиента температуры, а также частями, содержащими функции f_v и f_k , которые отвечают за вязкостное и термическое взаимодействие со стенкой канала.

1.2.2 Акустика без потерь

Используя уравнение (1.19) мы можем привести уравнение неразрывности (1.18) к следующему виду:

$$i\omega P_1 + \rho_m a^2 \frac{dv_1}{dx} = 0 \quad (1.22)$$

Используя соотношение для плотности, давления и скорости звука:

$$\rho_m a^2 = \gamma P_m \quad (1.23)$$

можно привести уравнение (1.22) к виду:

$$P_1 = -\frac{\gamma P_m}{i\omega A \Delta x} \Delta U_1 = -\frac{1}{i\omega C} \Delta U_1 \quad (1.24)$$

Здесь бесконечно малая величина dx заменена на малую величину Δx , а также бесконечно малое приращение скорости dv_1 заменено на малое изменение объёмного расхода ΔU_1 . Таким образом, получается уравнение неразрывности для короткого канала. Часть уравнения, которая обозначена как C , называется податливость канала.

$$C = \frac{V}{\gamma P_m} \quad (1.25)$$

Чем больше объём канала и чем меньше давление внутри канала, тем меньше необходимо энергии, чтобы вместить туда некоторый дополнительный объём газа.

Уравнения для электрических цепей переменного тока и уравнения акустики одинаковы по своей форме, поэтому можно применить электроакустическую аналогию. Тогда давление P будет соответствовать напряжению в электрической цепи, объёмный расход U току в цепи, а податливость C ёмкости конденсатора включённого в цепь как это показано на рисунке 1.9, б.

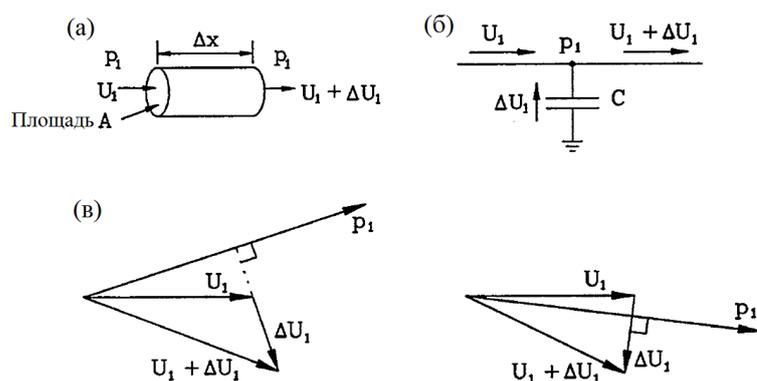


Рисунок 1.9 – (а) Короткий канал, в котором важна сжимаемость газа. (б) Схема по электроакустической аналогии. (в) Две возможные фазовые диаграммы для канала [14]

В акустической волне, проходящей через короткий канал (рисунок 1.9) изменяется как модуль, так и пространственная часть фазы объёмного расхода U_1 . Фаза ΔU_1 отстаёт от фазы P_1 на 90° , так как в уравнении (1.24) в знаменателе стоит мнимая единица. При этом по модулю U_1 может изменяться как в большую, так и в меньшую сторону.

Такой канал, как на рисунке 1.9, в котором давление практически не изменяется, а изменяется только объёмный расход, представляет собой большую ёмкость или сильное утолщение корпуса резонатора в реальных устройствах. Либо это может быть область, близкая к концевой заглушке резонатора со стоячей волной. Давление там меняется незначительно, так как там наблюдается пучность давления и наклон кривой графика давления небольшой.

Аналогично второй закон Ньютона (1.16) для слоя газа может быть приведён к следующему виду:

$$\Delta P_1 = -i\omega \frac{\rho_m \Delta x}{A} U_1 = -i\omega L U_1 \quad (1.26)$$

Данное уравнение описывает изменение давления при прохождении волны через короткий канал.

$$L = \frac{\rho_m \Delta x}{A} \quad (1.27)$$

Часть уравнения, обозначенная как L , называется инерционностью канала и по электроакустической аналогии эквивалентна последовательно включённой в цепь индуктивности (рисунок 1.10, б).

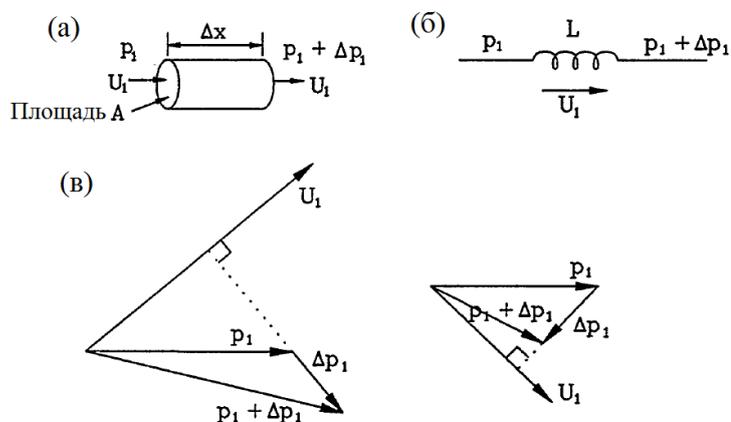


Рисунок 1.10 – (а) Короткий канал, в котором инерция газа важна. (б) Схема по электроакустической аналогии. (в) Две возможные фазовые диаграммы для канала [14]

Фаза ΔP_1 отстаёт от фазы U_1 на 90° (рисунок 1.10, в), так как в правой части уравнения (1.26) стоит мнимая единица. При этом по модулю P_1 может изменяться как в большую, так и в меньшую сторону.

Части резонатора, в которых объёмный расход практически не изменяется, а давление изменяется значительно, представляют собой длинные тонкие трубы. Если это резонатор со стоячей волной, то в такой трубке наблюдается пучность объёмного расхода и поэтому наклон кривой графика U_1 там небольшой, а значит небольшое отличие в объёмных расходах по краям канала.

Мы рассмотрели частные случаи, но обычно в канале происходит значительное изменение как P_1 так и U_1 . Так что необходимо использовать для описания распространения волны в таком случае как уравнение для импульса, так и уравнение неразрывности.

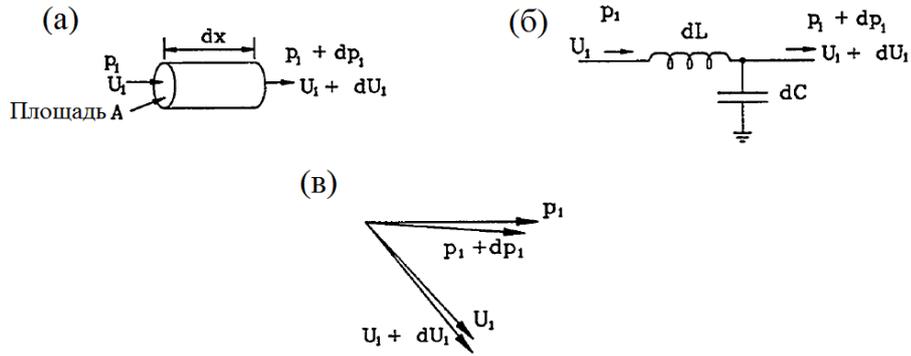


Рисунок 1.11 – (а) Короткий канал, в котором важны как сжимаемость, так и инерция газа. (б) Схема по электроакустической аналогии. (в) Возможная фазовая диаграмма для канала [14]

Это эквивалентно индуктивности, подключённой к конденсатору в электрической схеме (рисунок 1.11). Импеданс элемента, в котором важна инерционность задаётся формулой $Z = i\omega L$, а элемента, в котором важна сжимаемость $Z = \frac{1}{i\omega C}$.

1.2.3 Вязкостные и термические эффекты в больших каналах

Ранее мы рассматривали одномерный случай распространения акустической волны вдоль оси x . Для учёта эффекта вязкостного трения необходимо также рассмотреть изменение параметров волны вдоль оси y . При этом основные параметры будут иметь вид:

$$P(x, t) = P_m + Re[P_1(x)e^{i\omega t}] \quad (1.28)$$

$$v(x, y, t) = Re[v_1(x, y)e^{i\omega t}] \quad (1.29)$$

$$T(x, y, t) = T_m(x) + Re[T_1(x, y)e^{i\omega t}] \quad (1.30)$$

$$\rho(x, y, t) = \rho_m(x) + Re[\rho_1(x, y)e^{i\omega t}] \quad (1.31)$$

Здесь переменная y задаёт расстояние от стенки канала ($y=0$ на поверхности стенки канала). Рассмотрим задачу в приближении пограничного слоя, когда поперечные размеры канала настолько большие относительно глубины вязкостного

проникновения, что можно учитывать только одну стенку, а вторую считать удалённой на бесконечное расстояние (рисунок 1.12).

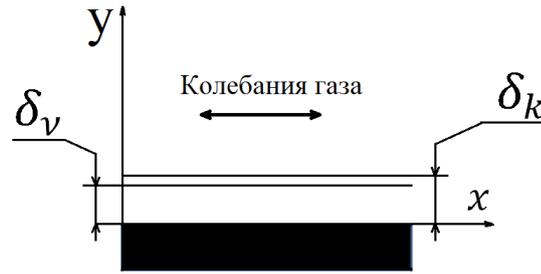


Рисунок 1.12 – Координатные оси относительно стенки канала. В

приближении пограничного слоя противоположная стенка канала настолько далеко, что её можно не учитывать и рассматривать только одну стенку

Для учёта вязкости газа необходимо воспользоваться уравнением Навье-Стокса. В термоакустическом случае для приближения пограничного слоя оно имеет вид:

$$i\omega\rho_m v_1(x, y) = -\frac{dP_1(x)}{dx} + \mu \frac{\partial^2 v_1(x, y)}{\partial y^2} \quad (1.32)$$

То есть отличается от уравнения импульса (1.16) только добавлением слагаемого со второй производной скорости v_1 по y , которое как раз и определяет вязкостное взаимодействие со стенкой. Задавая граничные условия нулевой скорости газа на поверхности стенки $v_1(y = 0) = 0$ и конечное значение амплитуды скорости газа на бесконечном расстоянии от стенки $|v_1(y \rightarrow \infty)| = const$, получаем решение данного уравнения относительно скорости:

$$v_1(x, y) = \frac{i}{\omega\rho_m} \left[1 - e^{-\frac{(1+i)y}{\delta_v}} \right] \frac{dP_1(x)}{dx} \quad (1.33)$$

Таким образом, мы можем найти значения скорости газа на различных расстояниях от стенки. Но для расчёта термоакустических устройств гораздо важнее не само по себе распределение скорости по оси y , а усреднённое значение скорости по поперечному сечению A канала. Среднее значение функции можно найти по формуле:

$$\langle v_1 \rangle = \frac{1}{A} \int v_1 dA \quad (1.34)$$

После усреднения v_1 получаем:

$$\langle v_1 \rangle = \frac{i}{\omega \rho_m} \left[1 - (1 - i) \frac{\delta_v}{2R_h} \right] \frac{dP_1}{dx} \quad (1.35)$$

Обозначим часть этой функции как f_v :

$$f_v = (1 - i) \frac{\delta_v}{2R_h} \quad (1.36)$$

f_v это обобщённая комплексная функция, которая зависит от геометрии акустического канала и для каналов больших поперечных размеров имеет вид (1.36).

Запишем уравнение (1.35) для короткого канала длиной Δx и перейдём от усреднённой скорости газа $\langle v_1 \rangle$ к объёмному расходу U_1 :

$$\Delta P_1 = - \frac{i\omega \rho_m \Delta x / A}{1 - (1 - i) \frac{\delta_v}{2R_h}} U_1 = -ZU_1 = -(i\omega L + R_v)U_1 \quad (1.37)$$

Мы получили уравнение (1.26) только с учётом вязкостных потерь. Инерционность канала L здесь такая же, как и в предыдущем случае (1.27), но при этом добавляется вязкостное сопротивление R_v :

$$R_v = \frac{\mu \Pi \Delta x}{A^2 \delta_v} = \frac{\mu \Delta S}{A^2 \delta_v} \quad (1.38)$$

Здесь ΔS – это площадь стенки канала, контактирующей с газом. По электроакустической аналогии R_v можно представить как электрическое сопротивление, включённое последовательно в цепь (рисунок 1.13, б).

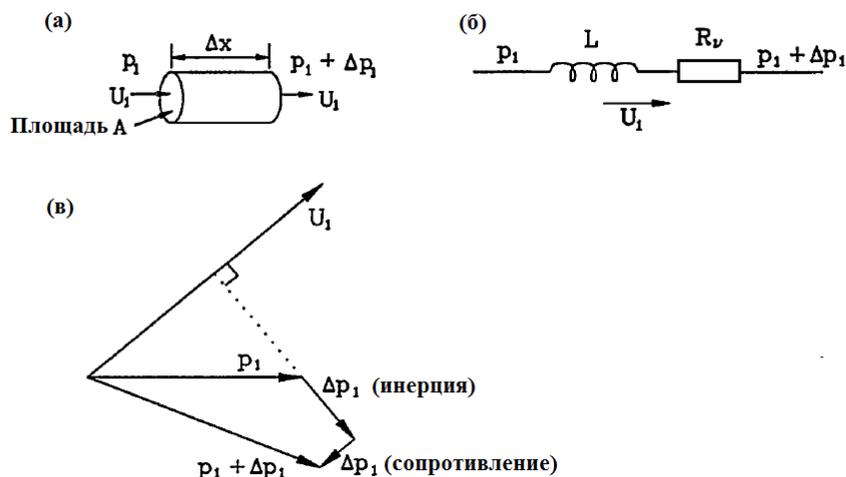


Рисунок 1.13 – (а) Короткий канал, в котором существенна инерция газа и трение о стенку. (б) Схема по электроакустической аналогии. (в) Фазовая диаграмма канала [14]

Наличие гидравлического сопротивления потоку газа приводит к затуханию акустической волны. Изменение давления ΔP_1 , связанное с вязкостным взаимодействием противоположно направлено в комплексной плоскости относительно U_1 .

Вторым эффектом, приводящим к затуханию колебаний, является термическая релаксация. В акустической волне при адиабатических колебаниях давления происходят колебания температуры, и если рядом находится стенка с постоянной температурой, то в моменты времени, когда температура газа больше температуры стенки, газ отдаёт тепло стенке, а когда меньше, то отбирает тепло у стенки. Это приводит к ослаблению акустических колебаний.

Найти профиль распределения температуры по оси y можно с помощью уравнения переноса тепла:

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + v \nabla T \right) - \left(\frac{\partial P}{\partial t} + v \nabla P \right) = \nabla (k \nabla T) \quad (1.39)$$

Где k – коэффициент теплопроводности газа. Для приближения пограничного слоя уравнение (1.39) имеет вид:

$$i\omega \rho_m c_p T_1 - i\omega P_1 = k \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \quad (1.40)$$

Задавая граничные условия отсутствия колебаний температуры на стенке $T_1(y = 0) = 0$ и $|T_1(y \rightarrow \infty)| = const$, получаем решение уравнения (1.40):

$$T_1 = \frac{1}{\rho_m c_m} [1 - e^{-(1+i)y/\delta_k}] P_1 \quad (1.41)$$

В квадратных скобках получается точно такое же выражение, как и при выводе уравнения для скорости потока. На рисунке 1.14 показан график реальной части функции (1.41). Напомним, что именно реальная часть комплексной температуры равна физически измеряемой температуре. Акустическая волна здесь распространяется параллельно стенке волновода.

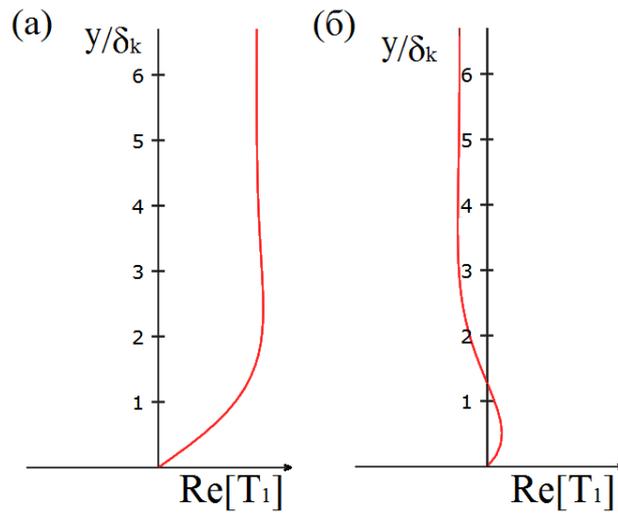


Рисунок 1.14 – Профиль температуры газа относительно стенки волновода при различных фазах колебаний: (а) фаза $\omega t=0$, (б) фаза $\omega t=\pi/2$

Здесь $Re[T_1]$ – это колебательная составляющая температуры газа, а y , как упоминалось ранее, это расстояние от стенки волновода. Соответственно по вертикальной оси график размечен в единицах глубины термического проникновения δ_k . Можно видеть, что активное взаимодействие стенки с газом происходит около поверхности стенки, а в середине канала профиль температуры выпрямляется в линию и на достаточном расстоянии от стенки, газ практически не взаимодействует с ней. Значительное искривление профиля температуры наблюдается и на расстоянии большем, чем глубина термического проникновения. Таким образом, δ_k – это величина, которая позволяет оценить глубину термического взаимодействия, но и на большей глубине достаточно значительно взаимодействие со стенкой всё ещё происходит.

Как и раньше нам более важен не сам по себе профиль распределения температуры по оси y , а усреднённое значение температуры по площади поперечного сечения канала A . После усреднения получаем:

$$\langle T_1 \rangle = \frac{1}{\rho_m c_p} \left[1 - (1 - i) \frac{\delta_k}{2R_h} \right] P_1 \quad (1.42)$$

$$f_k = (1 - i) \frac{\delta_k}{2R_h} \quad (1.43)$$

Функция f_k – это обобщённая комплексная функция, которая зависит от геометрии канала и для канала с большими поперечными размерами имеет вид

(1.43). Данная функция учитывает термическое взаимодействие стенки с газом и имеет вид аналогичный функции f_v , полученной ранее для учёта вязкостного взаимодействия.

Используя выражение для изменения плотности, вытекающее из уравнения состояния идеального газа,

$$d\rho = -\frac{\rho}{T} dT + \frac{\rho}{P} dP \quad (1.44)$$

мы можем получить выражение для средней по поперечному сечению канала плотности:

$$\langle \rho_1 \rangle = -\frac{\rho_m}{T_m} \langle T_1 \rangle + \frac{\rho_m}{P_m} P_1 \quad (1.45)$$

Теперь мы можем работать с уравнением неразрывности. Усредняя изначальное уравнение неразрывности (1.18) по площади поперечного сечения получаем:

$$i\omega \langle \rho_1 \rangle + \rho_m \frac{d\langle v_1 \rangle}{dx} = 0 \quad (1.46)$$

Используя уравнение для усреднённой температуры (1.42) и уравнение для усреднённой плотности (1.45), а также избавляясь от c_p используя:

$$c_p = \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{P_m}{\rho_m T_m} \quad (1.47)$$

получаем:

$$i\omega \left[1 + (\gamma - 1)(1 - i) \frac{\delta_k}{2R_h} \right] \frac{P_1}{\gamma P_m} + \frac{d\langle v_1 \rangle}{dx} = 0 \quad (1.48)$$

Получившееся уравнение неразрывности можно переписать относительно P_1 и перейти от бесконечно малых величин к выражению для короткого канала, как это делалось в предыдущих разделах:

$$P_1 = -Z\Delta U_1 \quad (1.49)$$

Ранее было получено уравнение неразрывности при отсутствии термической релаксации (1.24), что позволило сформулировать понятие акустической податливости C . Здесь же уравнение (1.48), учитывающее термическую релаксацию, приводит к тому, что импеданс зависит не только от акустической податливости C , а также и от термического сопротивления R_k .

$$Z = \frac{1}{i\omega C + 1/R_k}, \quad (1.50)$$

где R_k задаётся выражением:

$$R_k = \frac{2\gamma P_m}{\omega(\gamma-1)\delta_k S} \quad (1.51)$$

Здесь S – это площадь стенки короткого акустического канала, контактирующей с газом.

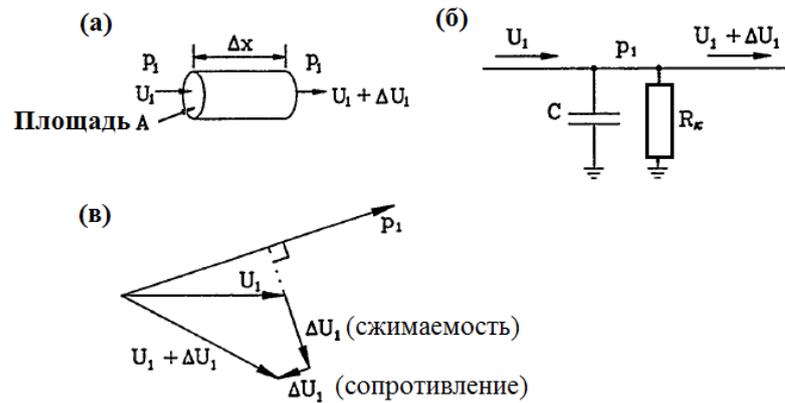


Рисунок 1.15 - (а) Короткий канал, в котором существенна сжимаемость газа и термическая релаксация. (б) Схема по электроакустической аналогии. (в) Фазовая диаграмма канала. [14]

По электроакустической аналогии термическую релаксацию можно представить как резистор, подключённый параллельно конденсатору (рисунок 1.15). Наличие термического сопротивления изменяет как абсолютную величину, так и фазу U_1 .

1.2.4 Общий случай с учётом термоакустического эффекта

Ранее мы рассмотрели уравнения термоакустики в пограничном приближении, то есть когда канал достаточно большой и со стенкой взаимодействует только прилегающий слой газа. Для того чтобы перейти к общему случаю каналов произвольно малой величины, нужно рассматривать распределения основных параметров не только по осям x и y , а также и по оси z . Например, если канал, имеющий квадратное поперечное сечение достаточно большой, то можно обойтись

без координаты z и взять за координату y расстояние от стенки канала, так как соседние стенки практически не влияют на профиль распределения v_1 , T_1 по расстоянию от стенки. Получается приближение пограничного слоя, которое обсуждалось ранее. Если поперечные размеры канала маленькие, то соседние стенки значительно влияют на колебания газа около друг друга и необходимо учитывать координату z .

Уравнение импульса в этом случае запишется как:

$$i\omega\rho_m v_1(x, y, z) = -\frac{dP_1(x)}{dx} + \mu \left(\frac{\partial^2 v_1(x, y, z)}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_1(x, y, z)}{\partial z^2} \right) \quad (1.52)$$

А решение уравнения:

$$v_1(x, y, z) = \frac{i}{\omega\rho_m} [1 - h_v(y, z)] \frac{dP_1(x)}{dx}, \quad (1.53)$$

где $h_v(y, z)$ комплексная функция, отражающая вязкостное взаимодействие со стенкой и зависящая от конкретной геометрии канала.

Перепишав уравнение относительно изменения давления, и усреднив его по площади поперечного сечения получаем:

$$dP_1 = -\frac{i\omega\rho_m dx/A}{1-f_v} U_1 \quad (1.54)$$

Таким образом, вид уравнения импульса не изменился по сравнению с приближением пограничного слоя (1.37), только при переходе к общему случаю изменяется функция f_v .

Далее, в уравнении переноса тепла кроме учёта третьей координаты z , также необходимо учесть температурный градиент по длине канала $\frac{dT_m}{dx}$ для того, чтобы прийти к общему виду уравнения термоакустики.

$$\rho_m c_p \left(i\omega T_1 + v_1 \frac{dT_m}{dx} \right) - i\omega P_1 = k \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_1}{\partial z^2} \right) \quad (1.55)$$

Решением уравнения является:

$$T_1 = \frac{1}{\rho_m c_m} [1 - h_k] P_1 - \frac{1}{i\omega(1-f_v)} \frac{dT_m}{dx} \left(1 - \frac{h_k - Pr^* h_v}{1 - Pr} \right) \frac{U_1}{A} \quad (1.56)$$

где $h_k(y, z)$ комплексная функция, отражающая термическое взаимодействие со стенкой и зависящая от конкретной геометрии канала. После усреднения функции (1.56) по площади поперечного сечения получаем:

$$\langle T_1 \rangle = \frac{1}{\rho_m c_p} [1 - f_k] P_1 - \frac{1}{i\omega(1-f_v)} \frac{dT_m}{dx} \left(1 - \frac{f_k - Pr^* f_v}{1 - Pr}\right) \frac{U_1}{A} \quad (1.57)$$

Как и в предыдущем разделе подставляем полученное выражение для усреднённой температуры в уравнение неразрывности и получаем:

$$dU_1 = -\frac{i\omega A dx}{\gamma P_m} [1 - (\gamma - 1)f_k] P_1 + \frac{(f_k - f_v)}{(1-f_v)(1-Pr)} \frac{dT_m}{T_m} U_1 \quad (1.58)$$

Уравнения (1.54) и (1.58) лежат в основе линейной теории термоакустики. Для того чтобы лучше понять их значение запишем их в следующем виде:

$$\frac{dP_1}{dx} = -(i\omega l + r_v) U_1, \quad (1.59)$$

$$\frac{dU_1}{dx} = -\left(i\omega c + \frac{1}{r_k}\right) P_1 + e U_1, \quad (1.60)$$

Параметр l – это акустическая инерционность на единицу длины канала, которая отражает инерционные свойства газа в канале:

$$l = \frac{\rho_m}{A} \frac{1 - Re[f_v]}{|1 - f_v|^2}. \quad (1.61)$$

Параметр c – это акустическая податливость на единицу длины канала, которая отражает упругие свойства газа в канале:

$$c = \frac{A}{\gamma P_m} (1 + [\gamma - 1] Re[f_k]). \quad (1.62)$$

Здесь γ – показатель адиабаты газа, f_k – комплексная функция, которая отражает термические свойства газа при взаимодействии с элементом.

Параметр r_v – это вязкостное сопротивление на единицу длины канала, которое приводит к потере энергии при трении газа о стенку.

$$r_v = \frac{\omega \rho_m}{A} \frac{Im[-f_v]}{|1 - f_v|^2}. \quad (1.63)$$

Параметр r_k – это термическое сопротивление на единицу длины канала, которое приводит к потере энергии по причине термического взаимодействия с поверхностью элемента.

$$r_k = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_m}{\omega A Im[-f_k]}. \quad (1.64)$$

Параметр e – константа усиления или затухания объемного расхода на единицу длины канала, возникающего вследствие термоакустического эффекта.

$$e = \frac{(f_k - f_v)}{(1 - f_v)(1 - Pr)} \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{dx}. \quad (1.65)$$

Здесь T_m – средняя за период температура газа, Pr – число Прандтля. Уравнение (1.65) показывает, что для усиления колебаний объёмного расхода необходим положительный градиент температуры в направлении распространения акустической волны. При этом колебания давления в регенераторе не усиливаются, а наоборот, лишь уменьшают амплитуду из-за вязкостного трения. При достаточно большом градиенте температуры газа, увеличение акустической мощности за счёт увеличения амплитуды колебаний объёмного расхода превосходит уменьшение акустической мощности за счёт уменьшения амплитуды колебаний давления и в сумме двух эффектов начинает наблюдаться увеличение акустической мощности за счёт термоакустического эффекта.

Физический смысл уравнений (1.59–1.60) заключается в том, что на градиент давления по длине двигателя влияют инерционные свойства элемента и вязкостное сопротивление. На градиент объёмного расхода влияют акустическая податливость газа в элементе, термическое сопротивление и термоакустический эффект. А на акустическую мощность не влияют ни инерционные свойства элемента, ни податливость. Акустическую мощность уменьшают потери на трение и термическое сопротивление, и увеличивает либо уменьшает термоакустический эффект (в зависимости от того, является эффект прямым либо обратным).

Из уравнений (1.59), (1.60) можно получить выражение для акустической мощности в канале:

$$\frac{d\dot{E}}{dx} = -\frac{r_v}{2} |U_1|^2 - \frac{1}{2r_k} |P_1|^2 + \frac{1}{2} \text{Re}[e\widetilde{P}_1 U_1]. \quad (1.66)$$

Вид функций f_v и f_k зависит от геометрических размеров волновода в поперечном сечении. Например, для канала между плоскими пластинами они имеют вид:

$$f_j = \frac{\tanh[(1+i)y_0/\delta_j]}{(1+i)y_0/\delta_j} \text{ при } j = k \text{ или } v. \quad (1.67)$$

Здесь y_0 – расстояние от центра между двумя пластинами.

Для резонатора, который представляет собой круглую трубу, функции имеют вид:

$$f_j = \frac{2J_1[(i-1)r_0/\delta_j]}{(i-1)(r_0/\delta_j)J_0[(i-1)r_0/\delta_j]} \text{ при } j = k \text{ или } v. \quad (1.68)$$

Здесь r_0 – радиус резонатора, J_0 и J_1 – комплексные функции Бесселя, δ_v и δ_k – глубины вязкостного и термического проникновения соответственно.

Функции Бесселя J_0 , J_1 задаются следующими выражениями:

$$J_0(x) = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m}{m!\Gamma(m+1)} \left(\frac{x}{2}\right)^{2m} \quad (1.69)$$

$$J_1(x) = \sum_{m=0}^{\infty} \frac{(-1)^m}{m!\Gamma(m+2)} \left(\frac{x}{2}\right)^{2m+1} \quad (1.70)$$

Где $\Gamma(z)$ – гамма функция Эйлера, задаваемая выражением:

$$\Gamma(z) = \int_0^1 (-\ln(x))^{z-1} dx \quad (1.71)$$

Таким образом, если всё это подставить в дифференциальные уравнения (1.59-1.60), то мы получим сложные выражения, которые на данный момент удаётся решить только численным методом в применении их к реальным термоакустическим устройствам. Программой для решения численного решения данных уравнений является программа Delta ЕС, разработанная Бекхаусом и Свифтом в Лос-Аламосской национальной лаборатории (США) [24].

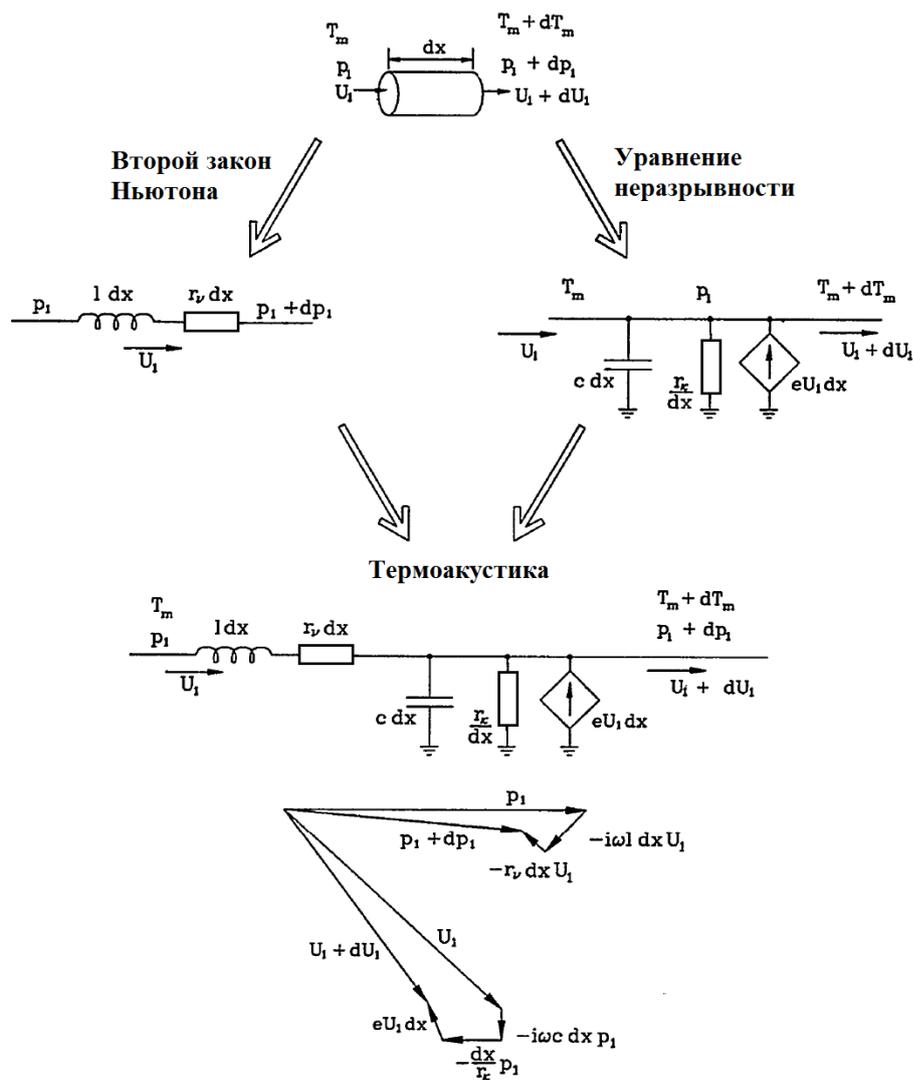


Рисунок 1.16 – Обобщение всех процессов в единый термоакустический процесс [14]

Обобщая всё вышеизложенное можно нарисовать по электроакустической аналогии схему, учитывающую все эффекты линейной термоакустики (рисунок 1.16). Основной термоакустический эффект, который заключается в увеличении или уменьшении мощности колебаний при наличии продольного градиента температуры, представлен здесь как источник тока.

Конструкция термоакустического двигателя является акустической автоколебательной системой, которую можно сравнить с электрической автоколебательной системой. Упрощённая эквивалентная схема для одного из каскадов многоступенчатого кольцевого преобразователя показана на рисунке 1.17.

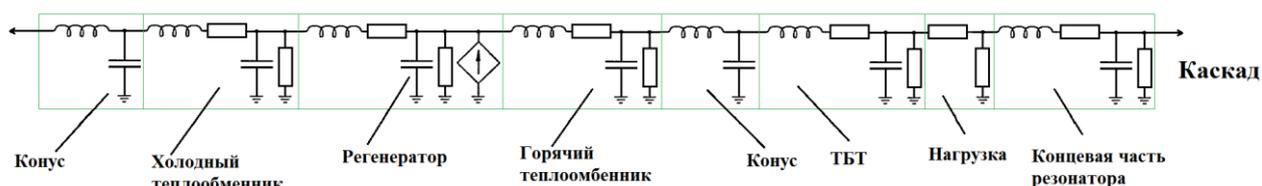


Рисунок 1.17 – Упрощённая схема одного из каскадов кольцевого преобразователя по электроакустической аналогии

Здесь есть резонатор в виде закольцованной трубы и элемент, усиливающий акустические колебания, который называется ступенью или теплообменным аппаратом. Ступень состоит из горячего и холодного теплообменников и регенератора между ними. При увеличении разности температур между теплообменниками, увеличивается коэффициент усиления мощности акустической волны, проходящей через регенератор:

$$k_y = \frac{\dot{E}_{out}}{\dot{E}_{in}}, \quad (1.72)$$

где \dot{E}_{in} – акустическая энергия, входящая в регенератор, а \dot{E}_{out} – акустическая энергия, выходящая из регенератора. Когда усиление в регенераторе становится больше чем затухание при прохождении волны через остальные элементы, происходит самозапуск двигателя.

Термоакустический преобразователь также можно представить как цепь из четырёхполюсников (рисунок 1.18).

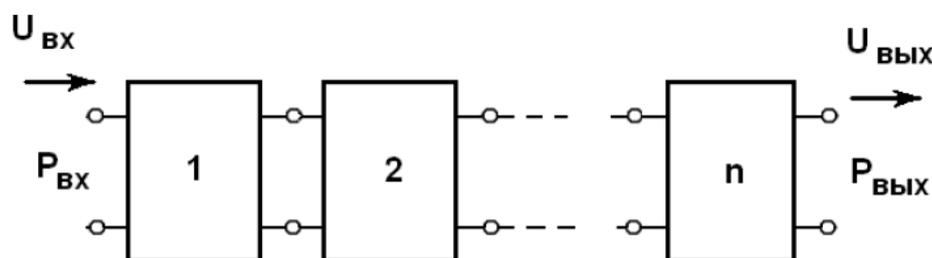


Рисунок 1.18 – Цепь четырёхполюсников [25]

Давление P_1 и объёмный расход U_1 в соседних точках x_i и x_{i+1} связаны при помощи матрицы преобразования M_i :

$$\begin{pmatrix} P_1(x_i) \\ U_1(x_i) \end{pmatrix} = M_i \begin{pmatrix} P_1(x_{i+1}) \\ U_1(x_{i+1}) \end{pmatrix} \quad (1.73)$$

Матрица преобразования в общем случае имеет вид:

$$M_i = \begin{pmatrix} 0 & -(i\omega l + r_v) \\ -\left(i\omega c + \frac{1}{r_k}\right) & e \end{pmatrix} \quad (1.74)$$

То есть это просто альтернативный способ записи уравнений (1.59-1.60). Для всего кольцевого термоакустического преобразователя можно записать равенство:

$$\begin{pmatrix} P_1(x_0) \\ U_1(x_0) \end{pmatrix} = M_1 M_2 M_3 \dots M_n \begin{pmatrix} P_1(x_0) \\ U_1(x_0) \end{pmatrix} \quad (1.75)$$

Каждая из матриц M_i отражает изменение P_1 и U_1 на отдельном отрезке преобразователя. В итоге всех поэтапных изменений, перемножив матрицы для всех отрезков преобразователя, мы должны вернуться к первоначальным величинам P_1 и U_1 . При этом граничными условиями являются равенства давлений и объёмных расходов на стыке отрезков преобразователя.

1.3 Устройства, работающие по циклу Стирлинга

1.3.1 Цикл Стирлинга

Самым близким аналогом термоакустических устройств является двигатель Стирлинга (ДС). Например, термоакустический двигатель с бегущей волной, является одним из вариантов конструкции двигателя Стирлинга, так как в его теплообменном аппарате реализуется реальный термодинамический цикл Стирлинга. Поэтому рассмотрим данный двигатель подробнее.

Впервые ДС был запатентован в 1816 году шотландским изобретателем Робертом Стирлингом и был создан в стремлении заменить паровые двигатели, котлы которых в то время часто взрывались, травмируя и убивая рабочих. Так как в ДС не происходит фазового перехода рабочего тела из жидкости в газ, то паровой взрыв при работе исключается. Двигатели, созданные в 19 веке, были далеки от совершенства. Они работали с атмосферным давлением рабочего тела и поэтому имели плохие массогабаритные параметры. Резкое улучшение характеристик ДС

связано с работой фирмы «Санпауэр» в 30-е годы двадцатого века. Используя ЭВМ в разработке конструкции и современные на тот момент материалы, удалось получить более чем 20 кратное увеличение удельной мощности по сравнению с двигателями, сделанными в 19 веке [26]. Такой резкий скачок характеристик побудил фирму «Филипс» начать собственные разработки. В период с 1938г по 1946г компании «Филипс» удалось увеличить мощность двигателя на килограмм массы в 50 раз, уменьшить размеры на единицу мощности в 125 раз и повысить КПД в 15 раз [26]. Таким образом, двигатель Стирлинга вступил в современную фазу своего развития. Разработки продолжились в 50-е – 70-е годы двадцатого века в таких крупных компаниях как «Дженерал моторс», «Форд», «Митцубиси». Были созданы ДС с массогабаритными характеристиками аналогичными дизельному двигателю. Однако в конце 70-х годов дальнейшие разработки ДС в данных компаниях прекратились. ДС не выдержали конкуренции с двигателями внутреннего сгорания, у которых гораздо выше скорость реакции на изменение входной тепловой мощности и в несколько раз меньше размеры необходимой системы охлаждения. Новый виток разработок ДС начался в 21 веке с переходом к альтернативной энергетике и распределённой микрогенерации энергии. Наибольшее распространение на данный момент получили: свободнопоршневой ДС компании «Microgen engine corporation», который применяется в составе микро ТЭЦ и ДС для солнечной энергетике компании «United Sun Systems».

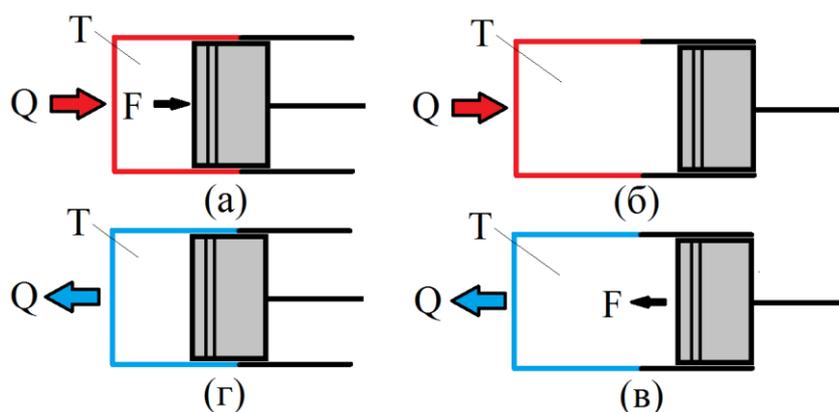


Рисунок 1.19 - Простейший ДС. Принцип работы

Опишем принцип работы двигателя. Возьмём цилиндр, заполненный газом, и поместим в него поршень (рисунок 1.19). Допустим, что давление газа с левой и с правой стороны поршня одинаковое. Теперь начнём подводить тепловую энергию Q с внешней стороны стенки цилиндра (рисунок 1.19,а). Стенка начнёт нагреваться и температура газа T , контактирующего со стенкой, начнёт увеличиваться. При увеличении температуры газа при неизменном объёме увеличивается давление. Возникает сила, стремящаяся вытолкнуть поршень из цилиндра. Таким образом, происходит изохорный нагрев газа (процесс 1-2 на PV диаграмме на рисунке 1.20). Теперь отпускаем поршень и он под воздействием силы, вызванной избыточным давлением, выталкивается из цилиндра (рисунок 1.19,б). При этом газ совершает полезную работу над поршнем, а давление понижается. Если скорость движения поршня при этом достаточно мала, то газ успевает прогреться до температуры стенки цилиндра и этот процесс является изотермическим (процесс 2-3 на PV диаграмме на рисунке 1.20). Далее снова фиксируем поршень и начинаем отводить тепловую энергию от внешней поверхности цилиндра. Температура газа T понижается и теперь давление в цилиндре становится меньше, чем давление окружающей среды (изохорный отвод тепловой энергии 3-4 на PV диаграмме рисунок 1.20). Возникает сила, стремящаяся втянуть поршень в цилиндр (рисунок 1.19,в). Отпускаем поршень, и он возвращается в первоначальное положение (изотермический отвод тепловой энергии 4-1 на PV диаграмме на рисунке 1.20). При движении над поршнем снова совершается полезная работа, а давление газа увеличивается (рисунок 1.19,г). Состояние системы приходит к исходному и цикл замыкается.

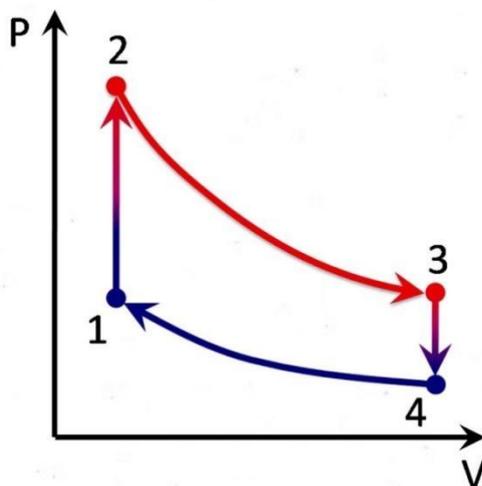


Рисунок 1.20 - PV диаграмма идеального цикла Стирлинга

Таким образом, идеальный термодинамический цикл Стирлинга состоит из 4-х процессов (рисунок 1.20): 1-2 изохорный подвод тепла, 2-3 изотермическое расширение рабочего тела с подводом тепла, 3-4 изохорный отвод тепла и 4-1 изотермическое сжатие рабочего тела с отводом тепла. Работа, совершённая над поршнем, численно равна площади фигуры на PV диаграмме.

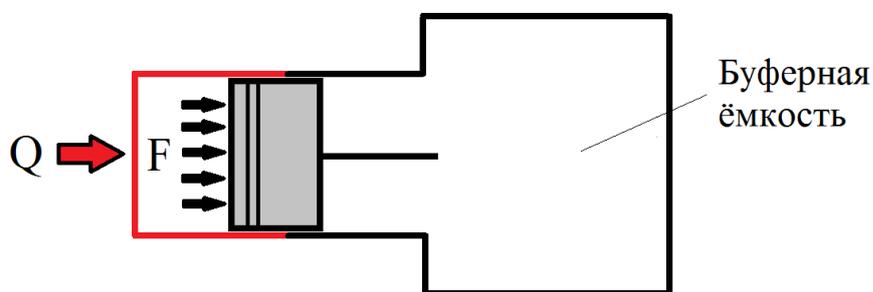


Рисунок 1.21 - ДС с давлением накачки

Если среднее давление газа в цикле равно атмосферному, как у двигателя на рисунке 1.19, то мощность на единицу массы получается крайне низкая, чтобы повысить удельную мощность в рабочем цилиндре необходимо повысить среднее давление в цикле. В таком случае с большим количеством рабочего тела и сила, действующая на поршень, становится намного больше чем прежде. Для того чтобы была возможность повысить давление в цикле, за цилиндром располагают буферную ёмкость (рисунок 1.21), которая в реальных конструкциях может быть полостью картера в устройствах с коленчатым валом или полостью статора

линейного генератора в свободнопоршневых устройствах. В современных двигателях Стирлинга давление накачки (среднее давление в цикле) может превышать 100 атмосфер.

Конструкция простейшего ДС, показанного на рисунке 1.19 и рисунке 1.21, имеет крайне низкую эффективность и служит лишь для простоты понимания принципа работы двигателя, а на практике не используется. Одной из причин низкой эффективности является необходимость постоянно попеременно нагревать и охлаждать стенку цилиндра. У цилиндра есть определённая теплоёмкость и соответственно как при нагреве, так и при охлаждении стенки цилиндра запасённая в ней тепловая энергия будет теряться. Роберт Стирлинг в 19 веке нашёл решение этой проблемы. Он предложил использовать вытеснительный поршень, который должен перегонять газ то из горячей части цилиндра в холодную, то наоборот (рисунок 1.22). В этом случае можно нагревать только один конец цилиндра, а другой при этом охлаждать. Таким образом, температура стенки цилиндра не изменяется, а изменяется только температура газа при перемещении между горячей и холодной зоной.

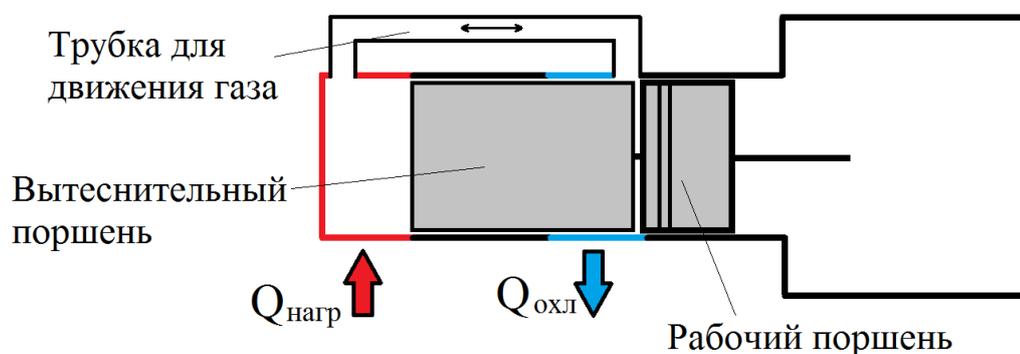


Рисунок 1.22 - ДС с вытеснительным поршнем

Между горячей и холодной зонами газ может перемещаться через зазор между вытеснительным поршнем и цилиндром, либо через специальную трубку, как на рисунке 1.22. Однако у такой конструкции по-прежнему низкая эффективность, так как энергия тратится на нагрев и охлаждение газа при каждом его перемещении из горячей зоны в холодную и из холодной в горячую. Ещё одним достижением

Роберта Стирлинга является добавление узла, названного им «эконом». В современных устройствах этот узел называется «регенератор» [27]. Регенератор представляет собой тело из пористого материала, которое является тепловым аккумулятором и запасает тепловую энергию при движении газа из горячей зоны в холодную, а затем отдаёт эту энергию при движении газа в обратном направлении (рисунок 1.23).

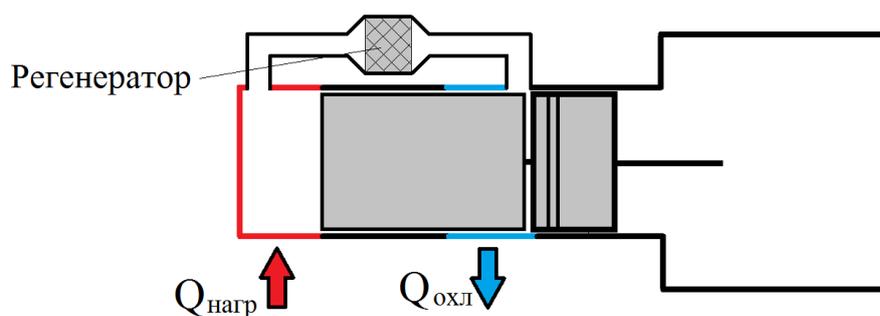


Рисунок 1.23 - ДС бета типа с регенератором

Таким образом, удаётся значительно уменьшить необходимое количество подводимого и отводимого тепла и тем самым повысить эффективность работы двигателя, однако подводить и отводить тепловую энергию по-прежнему естественно нужно для реализации цикла. Для того чтобы увеличить мощность двигателя, необходимо увеличить мощность подвода и отвода тепла. Площадь поверхности стенки цилиндра не позволяет получить достаточную мощность подвода и отвода тепла, поэтому для увеличения площади поверхности используются теплообменники.



Рисунок 1.24 - Свободнопоршневой генератор Стирлинга компании Microgen engine corporation электрической мощностью 1 кВт [28]. (а) - генератор Стирлинга в разрезе, (б) – кольцевой пластинчатый теплообменник, аналогичный тому, что используется в двигателе компании Microgen

Виды теплообменников, получившие наибольшее распространение, – это кольцевые пластинчатые теплообменники (рисунок 1.24,б) и трубчатые теплообменники (рисунок 1.25).

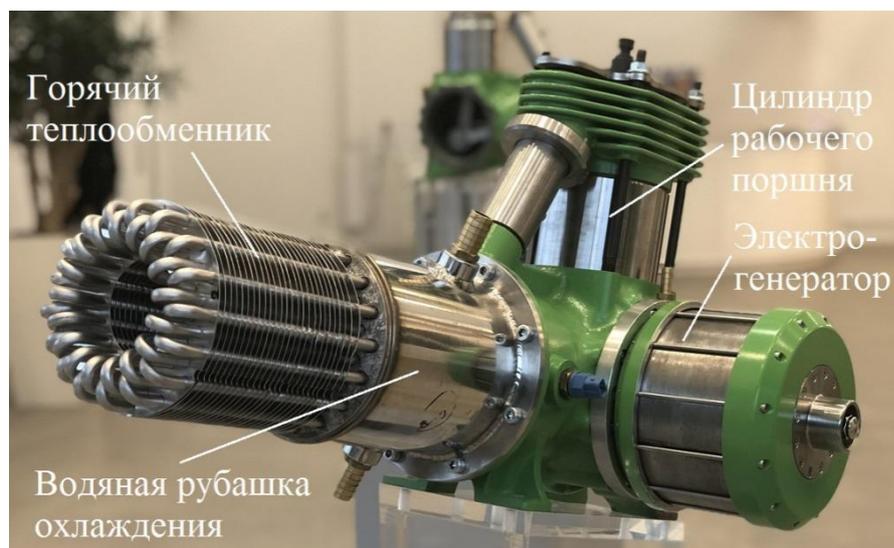


Рисунок 1.25 - Двигатель Стирлинга гамма типа компании Inresol AB с максимальной электрической мощностью 5 кВт [29]

Пластинчатые теплообменники изготавливаются путём литья металла в форму, либо путём механической обработки. Трубки для трубчатых теплообменников сначала изгибаются, а затем впаиваются в отверстия в корпусе.

Идеальный цикл Стирлинга предполагает прерывистое движение поршней. Для реализации такого движения нужен сложный привод и такое движение поршней приводило бы к повышенной вибрации, поэтому разработчики от реализации идеального цикла отказались [27]. Во всех производимых на данный момент машинах Стирлинга осуществляется синусоидальное движение поршней. Такое движение получается при использовании классического кривошипно-шатунного механизма, ромбического привода или при свободном движении поршней на пружинном подвесе, то есть во всех классических типах конструкций ДС. При синусоидальном движении поршней реализуется не идеальный цикл Стирлинга (рисунок 1.26,а), а реальный цикл Стирлинга. При этом PV диаграмма для такого цикла представляет собой фигуру близкую по форме к овалу (рисунок 1.26,б). В реальном цикле Стирлинга уже нет изохорных процессов, так как при синусоидальном движении рабочего поршня непрерывно происходит изменение объёма рабочей полости двигателя. Для того чтобы реальному циклу приблизится к идеальному хотя бы в части изотермических процессов, необходим как можно лучший тепловой контакт между поверхностью теплообменного аппарата и газом. Для того чтобы этого добиться, в качестве регенератора используется пористый материал с достаточно маленьким размером пор. Это может быть смятая металлическая проволока, металлическая вата, стопка из металлических сеток, керамический пористый материал и другие [30]. На рисунок 1.26,в показана зависимость температуры газа в регенераторе от координаты (синяя линия). Розовая линия – это температура регенератора. Линия имеет наклон, так как в регенераторе присутствует градиент температуры.

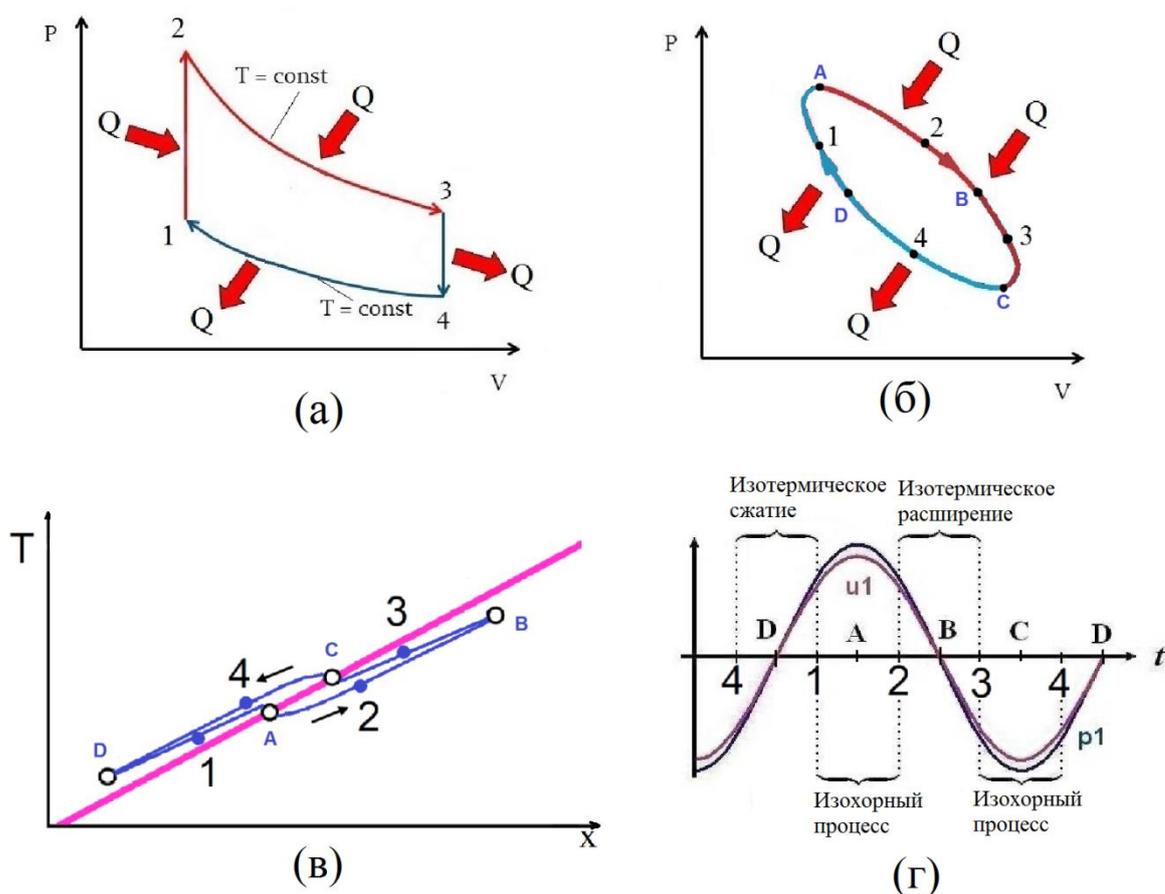


Рисунок 1.26 - Диаграммы рабочего процесса двигателя Стирлинга: (а) PV диаграмма идеального цикла Стирлинга; (б) PV диаграмма реального цикла Стирлинга; (в) зависимость температуры газа от координаты в регенераторе (розовая линия – температура регенератора, синяя линия – температура газа); (г) Графики давления P_1 и скорости газа u_1 в рабочей полости двигателя Стирлинга [25]

Допустим, что колебания скорости газа и давления в регенераторе имеют маленькую амплитуду (в термоакустическом двигателе реализуется именно такой случай, но также маленькую амплитуду колебаний возможно реализовать и в поршневом двигателе). При этом размах колебаний газа меньше, чем длина регенератора. Рассмотрим термодинамический процесс, осуществляемый в таком случае. При синусоидальном движении поршней колебания давления также очень близки к синусоиде. Есть некоторые отклонения от закона синуса, связанные с наличием гидравлического сопротивления теплообменного аппарата и различными скоростями нагрева и охлаждения газа, но это отклонение не значительно [27]. Для реализации цикла Стирлинга разность фаз между колебаниями вытеснительного

поршня и рабочего поршня должна составлять 90 градусов. При этом разность фаз между колебаниями давления P_1 и скорости газа v_1 будет составлять 0 градусов. Аналогичная нулевая разность фаз между колебаниями давления и скорости наблюдается в бегущей акустической волне, поэтому данные рассуждения справедливы как для поршневого двигателя Стирлинга, так и для термоакустического двигателя Стирлинга с бегущей волной, о котором подробнее будет сказано далее.

Итак, допустим, что синусоидальные колебания давления газа P_1 и скорости газа v_1 находятся в фазе (рисунок 1.26,г). Газ, имея максимальную скорость и максимальное давление в точке А, двигается в горячую зону регенератора. На участке А-В давление падает, то есть происходит расширение газа и при этом к газу подводится тепловая энергия (температура газа меньше местной температуры регенератора, рисунок 1.26,в). В точке В газ прекращает своё движение, а давление опускается до среднего за цикл значения. Далее на участке В-С газ продолжает расширяться с подводом тепловой энергии, но теперь уже движется в обратную сторону. В точке С газ достигает максимальной скорости движения в обратном направлении или другими словами достигает минимальной скорости движения. Давление также достигает минимального значения. Затем на участке С-Д газ начинает сжиматься с отводом тепловой энергии (температура газа больше местной температуры регенератора, рисунок 1.26,в). В точке Д происходит разворот движения газа и на участке Д-А газ продолжает сжиматься с отводом тепловой энергии. Цикл замыкается. Во время расширения газа с подводом тепловой энергии и во время сжатия газа с отводом тепловой энергии совершается работа над газом.

Теперь попытаемся провести аналогию между идеальным циклом Стирлинга и реальным. Участок 2-3 на рисунке 1.26 можно интерпретировать как изотермическое расширение. На данном участке происходит стремительное расширение и при этом газ поглощает тепловую энергию, находясь в горячей зоне регенератора. Участок 4-1 можно интерпретировать как изотермическое сжатие, так как на данном участке происходит стремительное сжатие и при этом газ отводит тепловую энергию, находясь в холодной зоне регенератора. Участки 1-2 и 3-4

можно интерпретировать как изохорные процессы, так как на этих участках наблюдаются максимум и минимум давления, а около максимумов и минимумов синусоиды значение синусоиды изменяется слабо, поэтому и объём газа меняется слабо. Однако в плане подвода и отвода тепловой энергии в изохорных процессах уже нельзя провести однозначную аналогию с идеальным циклом. В реальном цикле Стирлинга в одном изохорном процессе газ как отдаёт тепловую энергию, так и получает (рисунок 1.26,б; на участке 1-А отвод тепла, а на участке А-2 подвод тепла), тогда как в идеальном цикле Стирлинга в одном изохорном процессе происходит исключительно подвод тепловой энергии, а в другом только теплоотвод. Таким образом, поиск аналогии между идеальным и реальным циклом Стирлинга – это очень хорошее упражнение при изучении цикла Стирлинга, но сами циклы настолько сильно отличаются друг от друга, что с практической точки зрения можно сказать, что реальный цикл Стирлинга – это совершенно иной цикл, по сравнению с идеальным.

1.3.2 Термоакустические устройства с бегущей волной

Теперь рассмотрим другую конструкцию ДС – двигатель Стирлинга «альфа» типа (рисунок 1.27,а) и, внося поэтапные изменения в конструкцию, превратим поршневой ДС в термоакустический двигатель с бегущей волной. В конструкции «альфа» типа два поршня. Вместе они одновременно играют роль, как вытеснителя, так и роль рабочего поршня. Поршни, совершая колебания, сжимают и расширяют газ, а также перемещают его то из горячей зоны в холодную, то наоборот. Для реализации реального цикла Стирлинга разность фаз между колебаниями поршней в конструкции «альфа» типа должна составлять 90° , как и в конструкции «гамма» типа.

Изменим конструкцию двигателя (рисунок 1.27,б). Поместим теплообменный аппарат и поршни в один цилиндр и допустим, что некоторая сила вынуждает поршни двигаться синусоидально с разностью фаз $\Delta\varphi_{\text{поршн.}} = 90^{\circ}$, так как будто бы

они прикреплены к некоему кривошипно-шатунному механизму. Теперь начнём увеличивать длину цилиндра со стороны горячего поршня (рисунок 1.27,в). При этом будет увеличиваться расстояние между горячим поршнем и горячим теплообменником. По причине конечной скорости звука колебания давления и скорости начнут доходить от теплообменного аппарата до горячего поршня с некоторой временной задержкой. Теперь, для того, чтобы сохранить прежнюю разность фаз между колебаниями давления и скорости газа в зоне горячего теплообменника и компенсировать тем самым задержку в распространении волны, необходимо уменьшить разность фаз $\Delta\varphi_{\text{поршн.}}$ между движениями поршней.

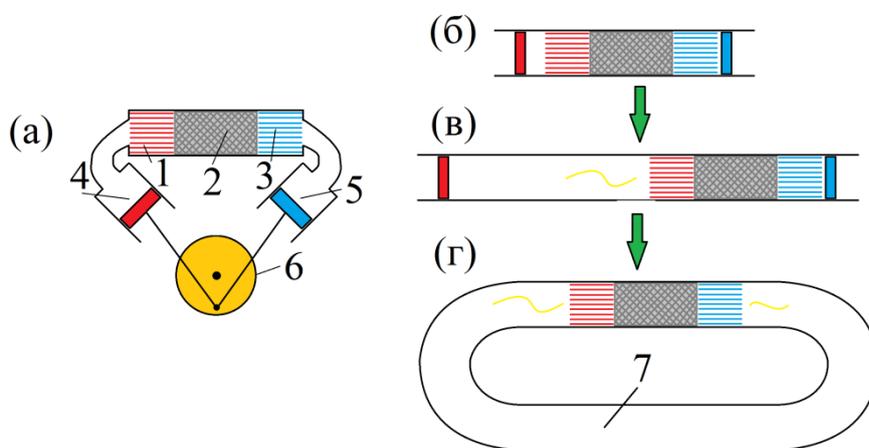


Рисунок 1.27 - «Превращение» двигателя Стирлинга «альфа» типа в термоакустический двигатель с бегущей волной: (а) двигатель Стирлинга «альфа» типа (1 – горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – горячий поршень, 5 – холодный поршень, 6 – кривошипно-шатунный механизм), (б) двигатель Стирлинга альфа типа, развёрнутый в линию, (в) ДС с большим мёртвым объёмом, (г) одноступенчатый термоакустический двигатель с бегущей волной (7 – акустический резонатор)

Путём дальнейшего удлинения цилиндра можно сделать его длину равной длине акустической волны в газе. Расчёты показывают [31], что разность фаз между колебаниями давления и колебаниями объёмного расхода $\Delta\varphi_{PV}$ должна составлять около 70° на поверхности, как красного, так и синего поршня для того чтобы в теплообменном аппарате реализовывался цикл Стирлинга. То есть на поверхности

поршней должна быть волна близкая к стоячей. Это соответствует разности фаз $\Delta\varphi_{\text{поршн.}} = 30^\circ$. Наивно можно было бы ожидать, что $\Delta\varphi_{\text{поршн.}}$ должна составлять 90° , как и до удлинения цилиндра, а не 30° , ведь при увеличении длины цилиндра на длину волны мы сдвигаем фазы колебаний давления и объёмного расхода на 360° и тем самым никак не изменяем $\Delta\varphi_{\text{поршн.}}$, но в реальности это не так. При наличии акустических потерь и усилителя волны невозможно добиться того, чтобы волна была бегущей во всём резонаторе. Таким образом, в термоакустическом двигателе с бегущей волной всегда наблюдается смесь бегущей и стоячей компонент волны и параметров бегущей можно добиться только в теплообменном аппарате, а не по всей длине резонатора.

В итоге, мы получили точно такой же двигатель как изначально, только с акустическим резонатором между теплообменным аппаратом и красным поршнем, длина которого равна длине волны. Энергия, полученная акустической волной, в ходе реализации термодинамического цикла рассеивается при прохождении по длинному резонатору (рисунок 1.27,в). По этой причине, доходя до красного поршня, акустическая волна будет при определённых параметрах теплообменного аппарата иметь такую же мощность, как и около синего поршня. Реализуются граничные условия равенства акустических мощностей на стыке двух элементов акустической системы и разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ на концах резонатора, о чём говорилось ранее. Значит, можно закольцевать акустический резонатор и обойтись без поршней в конструкции (рисунок 1.27,г). Таким образом, получается устройство без подвижных частей. Данное устройство является акустическим автоколебательным контуром. Колебательный контур здесь представляет собой – акустический резонатор, наполненный газом, а элемент, усиливающий колебания, и подводящий энергию к колебательному контуру – теплообменный аппарат. Таким образом, удаётся получить двигатель Стирлинга, в котором сжатие, расширение и перемещение газа в теплообменном аппарате осуществляют не поршни, а акустическая волна. Термоакустический двигатель можно использовать для создания холодильника без подвижных частей. Для этого необходимо в резонатор поместить ещё один теплообменный аппарат, который будет из акустической

энергии создавать разность температур. Также его можно использовать для выработки электроэнергии, разместив в полости резонатора преобразователь акустической энергии в электрическую. Таким преобразователем может служить поршень, подключённый к линейному генератору или двунаправленная турбина. При выработке электроэнергии при помощи термоакустического двигателя в его составе уже появляются подвижные детали – поршень или ротор турбины.

1.3.3 Термоакустические устройства со стоячей волной

Можно создать термоакустический двигатель не только с бегущей волной, а также и со стоячей волной в резонаторе. Более того, первые термоакустические устройства были именно на основе стоячей волны, а не на основе бегущей. Рассмотрим этапы, необходимые для превращения поршневого двигателя Стирлинга в термоакустический двигатель со стоячей волной.

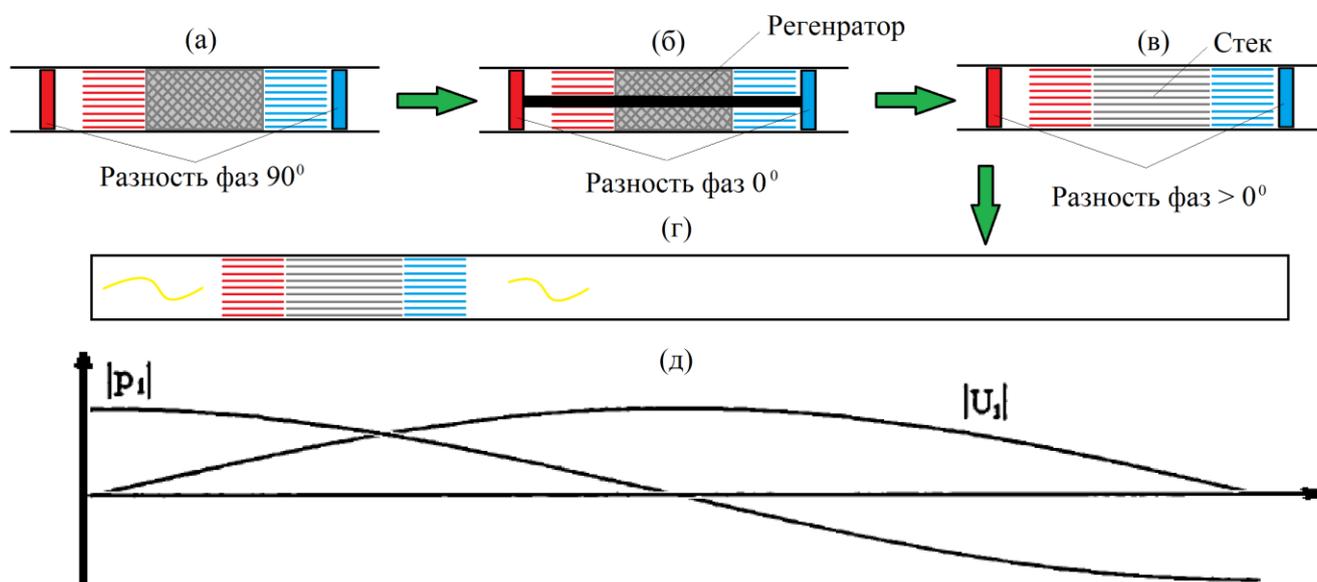


Рисунок 1.28 - Поэтапное «превращение» двигателя Стирлинга «альфа» типа в термоакустический двигатель со стоячей волной. (а) двигатель Стирлинга «альфа» типа; (б) ДС с синхронным движением поршней; (в) замена регенератора на стек; (г) двигатель с неподвижными поршнями; (д) термоакустический двигатель со стоячей волной

Возьмём двигатель Стирлинга «альфа» типа с поршнями и теплообменным аппаратом, расположенными в одном цилиндре (рисунок 1.28,а), как это было сделано при описании ТАД с бегущей волной. В поршневом двигателе Стирлинга максимальная мощность цикла достигается при разности фаз $\Delta\varphi_{\text{поршн.}} = 90^{\circ}$. При таком движении поршней разность фаз $\Delta\varphi_{PU}$ между колебаниями давления и скорости газа составляет 0° , то есть соответствует бегущей акустической волне, как это было сказано ранее. В стоячей акустической волне разность фаз $\Delta\varphi_{PU}$ равна 90° . Чтобы получить $\Delta\varphi_{PU} = 90^{\circ}$ в поршневом устройстве, необходимо чтобы разность фаз между колебаниями поршней в ДС была 0° , то есть, чтобы поршни двигались синхронно, так будто бы они соединены друг с другом при помощи, допустим, жёсткого стержня (рисунок 1.28,б). При синхронном движении поршни только перемещают газ из холодной зоны в горячую зону и наоборот. При этом поршни напрямую не участвуют в процессе сжатия и расширения газа. Тем не менее, давление газа будет совершать колебания благодаря тому, что при постоянном объёме рабочей полости будет происходить попеременное нагревание и охлаждение газа.

Допустим, что в регенераторе и теплообменниках идеальный тепловой контакт с газом, как это в идеале должно быть у двигателя Стирлинга. При этом, проходя через теплообменный аппарат, газ моментально нагревается до температуры поверхности регенератора и теплообменников. Допустим, что оба поршня сместились влево (рисунок 1.28,б) и переместили газ из холодной зоны в горячую зону. При этом в данной крайней точке скорость поршней будет равна нулю, а давление будет максимальным, так как максимальна температура газа. Затем оба поршня синхронно двигаются вправо и начинают перемешать газ в холодную зону. При этом в середине пути скорость газа будет максимальна, так как,двигающиеся синхронно поршни в середине пути достигают максимальной скорости, а давление будет иметь среднее за цикл значение. Таким образом, используя теплообменный аппарат двигателя Стирлинга и задав нулевую разность фаз между движениями поршней $\Delta\varphi_{\text{поршн.}}$ (вместо разности фаз 90° у типичного

ДС), можно получить стоячую волну в рабочей полости двигателя (рисунок 1.28,б). Однако при синхронном движении поршней двигатель не производит полезную работу, так как объём газа в рабочей полости не изменяется и соответственно при изменении давления работа не совершается. Для того чтобы можно было получить полезную работу, необходимо сделать так, чтобы $\Delta\varphi_{\text{поршн.}}$ была больше нуля. Но в таком случае акустическая волна между поршнями уже не будет стоячей. Для решения этой проблемы необходимо увеличить размер пор или каналов регенератора. Тогда между газом и регенератором тепловой контакт становится хуже, и газ принимает температуру твёрдого тела с некоторой временной задержкой, а не мгновенно. Такой регенератор с плохим термическим контактом называется «стек» (рисунок 1.28,в). Гидравлический радиус пор или каналов «стека» в несколько раз больше, чем у регенератора [32]. При использовании стека, благодаря временной задержке прогрева и охлаждения газа, разность фаз между колебаниями давления и скорости становится снова 90^0 даже при разности фаз между колебаниями поршней больше нуля. При разности фаз $\Delta\varphi_{\text{поршн.}}$, отличающейся от нуля двигатель уже начинает производить полезную работу.

Таким образом, можно создать поршневой двигатель со стоячей акустической волной в теплообменном аппарате. Также возможно вместо поршней использовать акустический резонатор (рисунок 1.28,г). Он представляет собой трубу постоянного либо переменного сечения, заглушенную с обоих концов. Это полуволновой резонатор, то есть его длина равна половине длины акустической волны. Если создать в таком резонаторе волну на основной резонансной частоте, то на заглушках по краям резонатора будут пучности колебаний давления и узлы колебаний скорости газа, а в середине резонатора всё наоборот – узел колебаний давления и пучность колебаний скорости (рисунок 1.28,д). Масса газа при колебаниях сначала частично перетекает к одному закрытому краю трубы и упирается в заглушку, а затем отражается от заглушки и начинает двигаться к противоположному концу трубы, где снова упирается в заглушку. Так, перетекая из одного края трубы к другому краю, происходят акустические колебания. Если расположить теплообменный аппарат в зоне резонатора, где происходят как колебания давления,

так и колебания скорости газа (рисунок 1.28,г), то теплообменный аппарат будет усиливать акустические колебания благодаря реализации термодинамического цикла. Опишем подробнее данный термодинамический цикл.

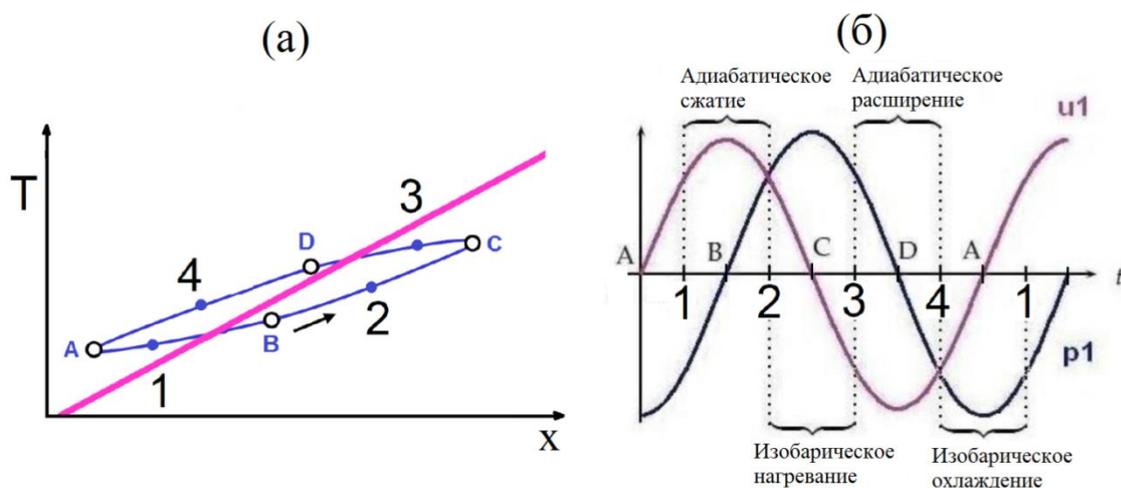


Рисунок 1.29 - Графики температуры, скорости и давления газа в термоакустическом двигателе со стоячей волной [25]: (а) зависимость температуры газа от координаты в регенераторе; (б) зависимость давления и скорости газа от времени в любой произвольной точке регенератора

На рисунке 1.29,а показано, что при возвратно-поступательном движении газа в «стеке» вдоль координаты x температура газа (синяя линия) значительно отличается от температуры поверхности «стека» (розовая линия) по причине не совершенного теплового контакта. Реализуемый термодинамический цикл при этом отличается от рассмотренного ранее реального цикла Стирлинга. По Г. Свифту считается, что такой цикл наиболее близок к циклу Брайтона [14], термодинамическому циклу газотурбинной установки. Участок 1-2 на рисунке 1.29,б трактуется как адиабатическое сжатие газа, так как в этой четверти цикла максимально быстро растёт давление и при этом теплообмен между «стеком» и газом слабый. Участок 2-3 трактуется как изобарическое нагревание, так как на этом отрезке слабо изменяется давление и при этом наиболее активно происходит подвод тепловой энергии. Участок 3-4 трактуется как адиабатическое расширение, так как здесь наиболее активно падает давление и теплообмен между «стеком» и газом

снова слабый. Участок 4-1 трактуется как изобарическое охлаждение, так как на этом участке слабо изменяется давление и при этом наиболее активно происходит отвод тепловой энергии.

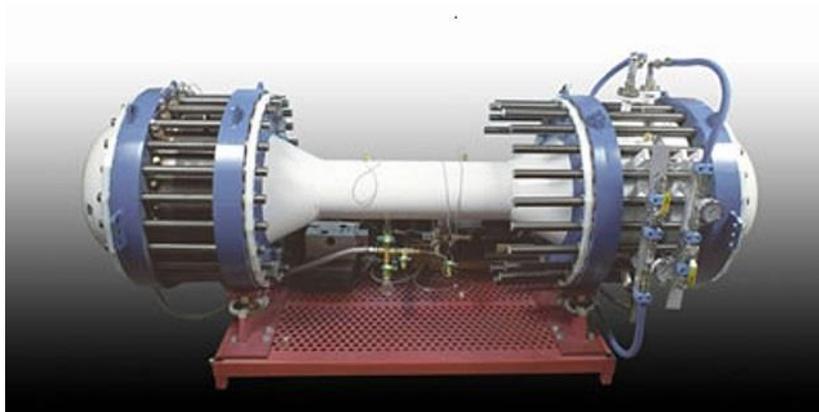


Рисунок 1.30 - Термоакустический холодильник со стоячей волной Triton C-10с. Государственный инженерный колледж Пенсильвании

КПД термодинамического цикла, похожего на цикл Брайтона в теплообменном аппарате устройств со стоячей волной меньше, чем КПД реального цикла Стирлинга, протекающего в теплообменном аппарате устройств с бегущей волной [18]. Причиной тому большая интенсивность необратимых процессов, связанная с несовершенным тепловым контактом между «стеклом» и газом, а также меньшим КПД цикла Брайтона по сравнению с КПД цикла Стирлинга.

Исторически так сложилось, что термоакустические устройства со стоячей волной появились гораздо раньше, чем устройства с бегущей волной. Не смотря на менее эффективный термодинамический цикл в теплообменном аппарате, устройства со стоячей волной обладают некоторыми преимуществами по сравнению с устройствами с бегущей волной. В некоторых применениях они компактнее (из-за своей вытянутой формы и благодаря полуволновому резонатору, а не полно волновому) и не страдают от кольцевого течения газа в резонаторе, уносящего тепловую энергию с горячих теплообменников и ухудшающего тем самым эффективность работы устройства. Исследования устройств со стоячей волной продолжаются и на сегодняшний момент [32-34]. На рисунке 1.30 показан термоакустический холодильник государственного инженерного колледжа

Пенсильвании. С левого конца корпуса – резонатора установлен электрический генератор акустической волны мощностью 3,8 кВт, а справа теплообменный аппарат, с помощью которого можно производить охлаждение до температуры 10,4 °С с тепловой мощностью 2,1 кВт.

1.3.4 Современные термоакустические двигатели Стирлинга

Марк Телез из технологического института Джорджии в 2006 году исследовал термоакустический генератор с бегущей волной, показанный на рисунке 1.31 [35].

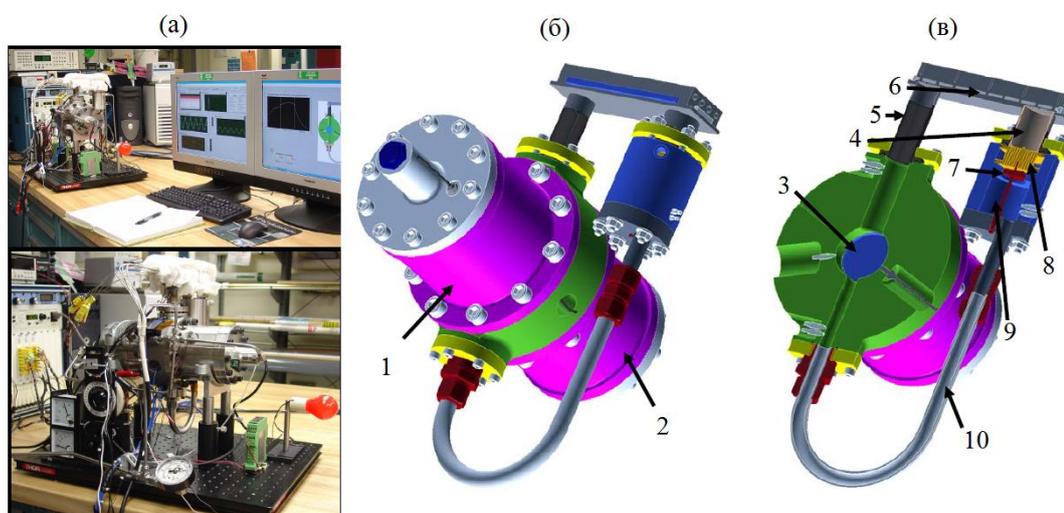


Рисунок 1.31 - Термоакустический генератор. Марк Телез. «Технологический институт Джорджии». (а) внешний вид экспериментальной установки. (б) 3D модель генератора: 1 – линейный генератор А, 2 – линейный генератор Б. (в) модель генератора в разрезе: 3 – зона сжатия и расширения газа поршнями, 4 – регенератор, 5 – термальная буферная трубка, 6 – горячий теплообменник, 7 – газовый диод, 8 – холодный теплообменник, 9 – полость, 10 – акустический резонатор

Эта конструкция аналогична конструкции генератора, исследованной в интересах НАСА в 2002 году [36]. Конструкция представляет собой одноступенчатый двигатель, то есть двигатель с одним теплообменным аппаратом и имеет в своём составе два линейных генератора **1**, **2** на рисунке 1.31. Горячий теплообменник **6** имеет плоскую форму основания, на котором вырезаны теплообменные рёбра. Такая плоская поверхность удобна для подвода тепла от

горячего тела. Например, плоскую поверхность можно приложить к радиоизотопному источнику тепловой энергии. Далее идёт круглый регенератор **4**, представляющий собой стопку из металлических сеток и медный холодный теплообменник **8** с теплообменными каналами в виде отверстий.

В ходе испытаний генератора была достигнута электрическая мощность 70 Вт, при 17,8 % КПД. Линейные преобразователи акустической энергии в электрическую расположены друг напротив друга для того, чтобы взаимно гасить вибрации друг друга. Линейные генераторы имеют большие размеры по сравнению с самим термоакустическим двигателем. Большая масса и размеры – это основная проблема линейных преобразователей в термоакустике.

На рисунке 1.32 изображён одноступенчатый генератор с бегущей волной, как и описанный выше, только имеющий иную конструкцию теплообменного аппарата, созданную для работы с зеркальным солнечным концентратором [37].

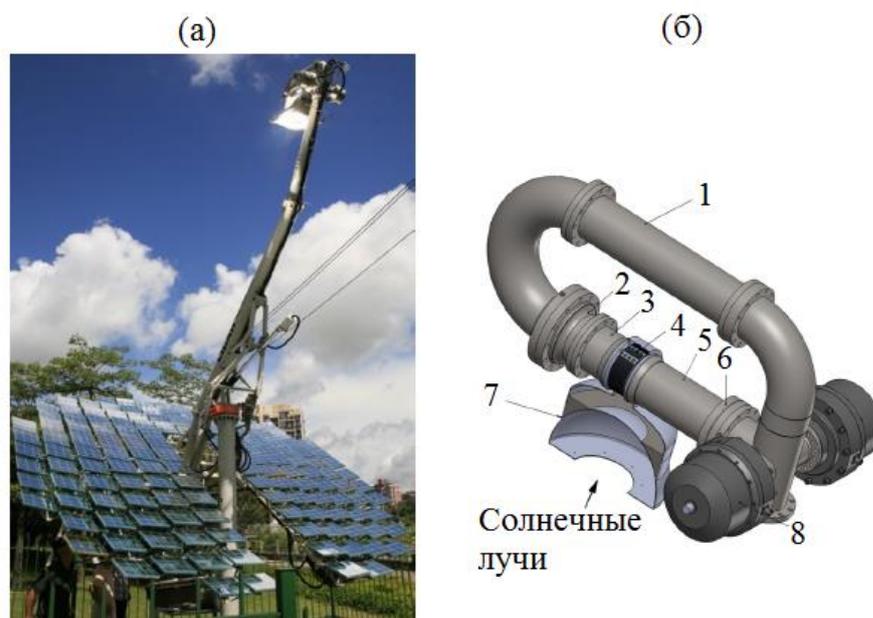


Рисунок 1.32 - Key Laboratory of Cryogenics. (а) Фотография всей системы; (б) 3D модель генератора:

- 1 – резонатор, 2 – холодный теплообменник,
- 3 – регенератор, 4 – горячий теплообменник, 5 – термальная буферная трубка, 6 – вторичный холодный теплообменник, 7 – теплоприемник, 8- линейный генератор

Концентратор с площадью зеркал 13 м² фокусирует солнечные лучи в приёмную тарелку. Для равномерного прогрева горячего теплообменника используется натрий, который испаряется в ёмкости над приёмной тарелкой под воздействием солнечных лучей и затем конденсируется в трубках теплообменника и самотёком стекает обратно в ёмкость. Двигатель работает при давлении накачки гелием 3,5 МПа при частоте акустических колебаний 74 Гц. В ходе тестов была получена максимальная электрическая мощность 481 Вт с электрическим КПД 15 %, при температуре горячего теплообменника 650 °С.

Следующий генератор, изображённый на рисунке 1.33 имеет два теплообменных аппарата, то есть это двухступенчатый двигатель, при этом акустическая нагрузка в виде линейного преобразователя только одна [38-39].

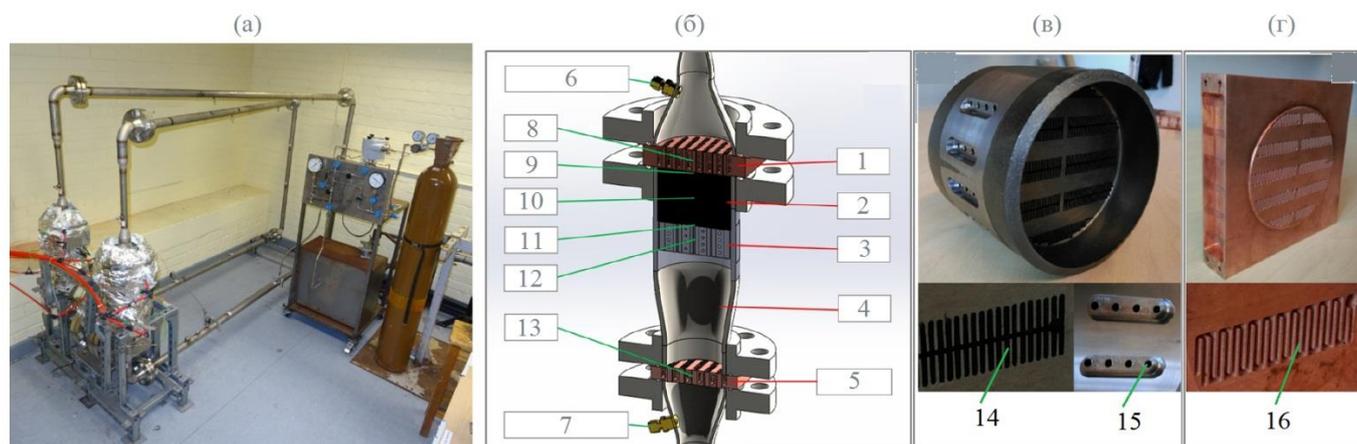


Рисунок 1.33 - Двухступенчатый двигатель. Ahmed Namood. «Лидский университет» [39]. (а) Внешний вид двигателя; (б) Ступень двигателя: 1 – холодный теплообменник, 2 – регенератор, 3 – горячий теплообменник, 4 – термальная буферная трубка, 5 – вторичный холодный теплообменник, 6,7 – газовые каналы, 8,9,10,11,12,13 – места установки термопар, 14 – пластины горячего теплообменника, 15 – отверстия для установки электрических нагревателей, 16 – пластины холодного теплообменника

Теплообменные аппараты двигателя расположены близко друг к другу так, чтобы можно было между ними поместить линейный преобразователь. Линейный преобразователь подключён одной стороной к резонатору сразу за вторичным

холодным теплообменником первой ступени, а другой стороной к резонатору за вторичным холодным теплообменником второй ступени. Длина акустического резонатора равна длине бегущей волны в нём. Вторичные холодные теплообменники расположены на равном расстоянии друг от друга, поэтому колебания давления около них находятся в противофазе. Таким образом, если на одном конце линейного генератора максимальное давление за цикл, то на другом минимальное. Такое подключение позволяет удвоить амплитуду колебаний давления на линейном генераторе по сравнению с амплитудой колебания давления в самом резонаторе двигателя. Двигатель имеет пластинчатые теплообменники. Горячие теплообменники нагревались при помощи электронагревателей, а холодные охлаждались при помощи водяных рубашек охлаждения. Была получена максимальная электрическая мощность 50 Вт, с КПД около 5 %, при давлении гелия около 28 атм.

Далее рассмотрим трёхступенчатую конструкцию, показанную на рисунке 1.34 [40].

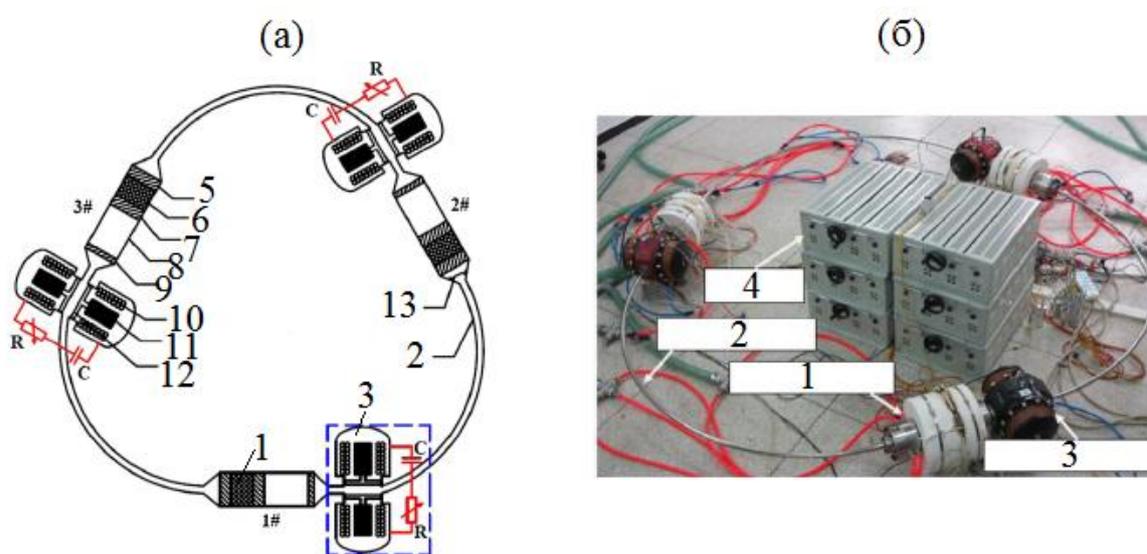


Рисунок 1.34 - Трёхступенчатый генератор электрической мощностью 5 кВт [40]. Key Laboratory of Cryogenics. (a) Схема установки: 1 – теплообменный аппарат, 2 – резонатор, 3 – линейный генератор, 4 – реостат, 5 – холодный теплообменник, 6 – регенератор, 7 – горячий теплообменник, 8 – термальная буферная трубка, 9 –

вторичный холодный теплообменник, 10 – обмотка генератора, 11 – подвижный магнит, 12 – поршень; (б) внешний вид установки

Генератор имеет три пары линейных преобразователей, расположенных за вторичными холодными теплообменниками ступеней. В ходе испытаний была получена максимальная мощность 4,69 КВт с электрическим КПД 15,6 % и максимальный электрический КПД 18,4% при электрической мощности 3,46 КВт. Давление накачки гелием составляло 6 МПа, температура горячих теплообменников 650 °С, а холодных 25 °С. Диаметр теплообменного аппарата 80 мм, а диаметр резонатора 20 мм.

Описанные выше генераторы имеют не стандартную для двигателей Стирлинга конструкцию теплообменного аппарата. Такие теплообменники хороши для лабораторных исследований, но их сложно подключить к газовой горелке, твердотопливной печи или другому источнику тепла. При расположении теплообменников внутри акустического резонатора сложно подводить и отводить тепло через стенку резонатора, так как при достаточно большом диаметре резонатора тепловая энергия не будет доходить до центральной части теплообменника, хорошо прогреваться будет только его периметр. Аналогично и с охлаждением холодного теплообменника. В середине 20-го века при разработке поршневых двигателей Стирлинга возникала точно такая же проблема с теплообменом. Она была решена при помощи теплообменников, состоящих из пучка тонких трубок (рисунок 1.25) или при помощи кольцевого пластинчатого теплообменника (рисунок 1.24).

В работе [41] при создании термоакустического двигателя была использована конструкция теплообменного аппарата, получившая распространение среди поршневых двигателей Стирлинга. Горячий теплообменник состоит из пучка тонких жаропрочных трубок, а холодный имеет кольцевую пластинчатую конструкцию (рисунок 1.35). Для подавления кольцевого течения Гедеона, уносящего тепловую энергию с горячего теплообменника в полость резонатора использовался газовый диод. Для выработки электроэнергии были использованы два линейных генератора

компании QDrive. Для нагрева горячего теплообменника использовался электрический нагреватель, так как с электрическим нагревом можно наиболее точно измерить тепловую мощность. При этом конструкция горячего теплообменника, состоящего из пучка трубок, позволяет использовать для нагрева также камеру сгорания. Давление накачки гелием составляло 3,35 МПа, а частота акустических колебаний около 50 Гц. Максимальная электрическая мощность на выходе в ходе экспериментов составила 100 Вт с электрическим КПД 7%.

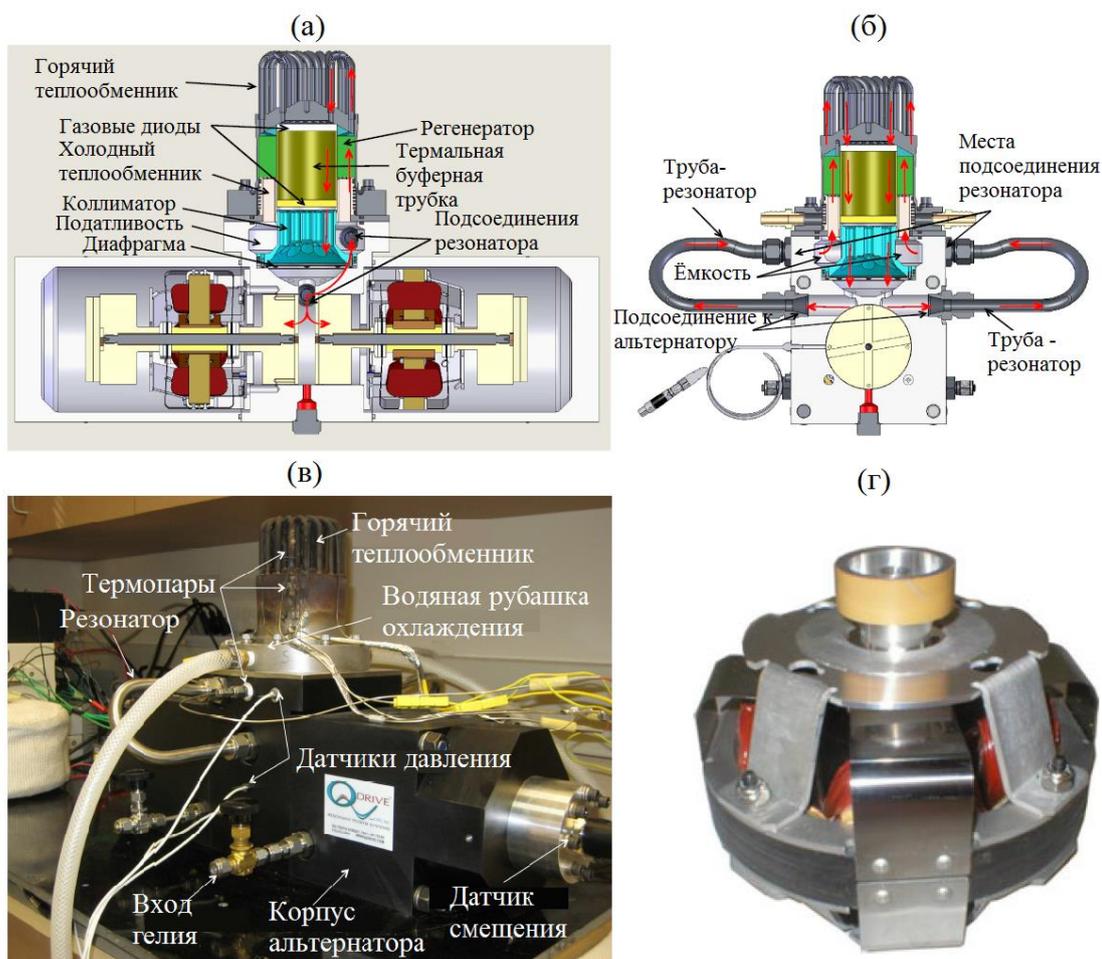


Рисунок 1.35 - Термоакустический генератор с теплообменным аппаратом, применяющемся в поршневых двигателях Стирлинга. Douglas A. Wilcox Jr. The Pennsylvania State University [41]

Также в работе исследовались различные конструкции газовых диодов, подавляющих паразитное кольцевое течение в рабочей полости. В поршневых

двигателях Стирлинга проблем с кольцевым течением нет, так как рабочая полость заткнута поршнями, и кольцевое течение там возникнуть не может.

На данный момент наибольший коммерческий успех имеет 4-х ступенчатый термоакустический холодильник компании Aster Thermoacoustics (Sound Energy). Две ступени устройства работают как усилители акустической волны в резонаторе, а две другие поглощают акустическую волну и работают как холодильники (рисунок 1.36). Горячие теплообменники ступеней, работающих в качестве усилителя акустической волны, нагреваются путём пропускания через них термического масла с температурой от 160°C до 300°C . Для нагрева термического масла в свою очередь может быть использован любой источник бросового тепла. Минимальная температура, которую способен выдать холодильник составляет минус 25°C . Термоакустический холодильник в таком виде не имеет подвижных частей, если не учитывать насосы, прокачивающие воду, антифриз и термическое масло через теплообменники, и вентиляторы, прогоняющие воздух через внешние теплообменники.

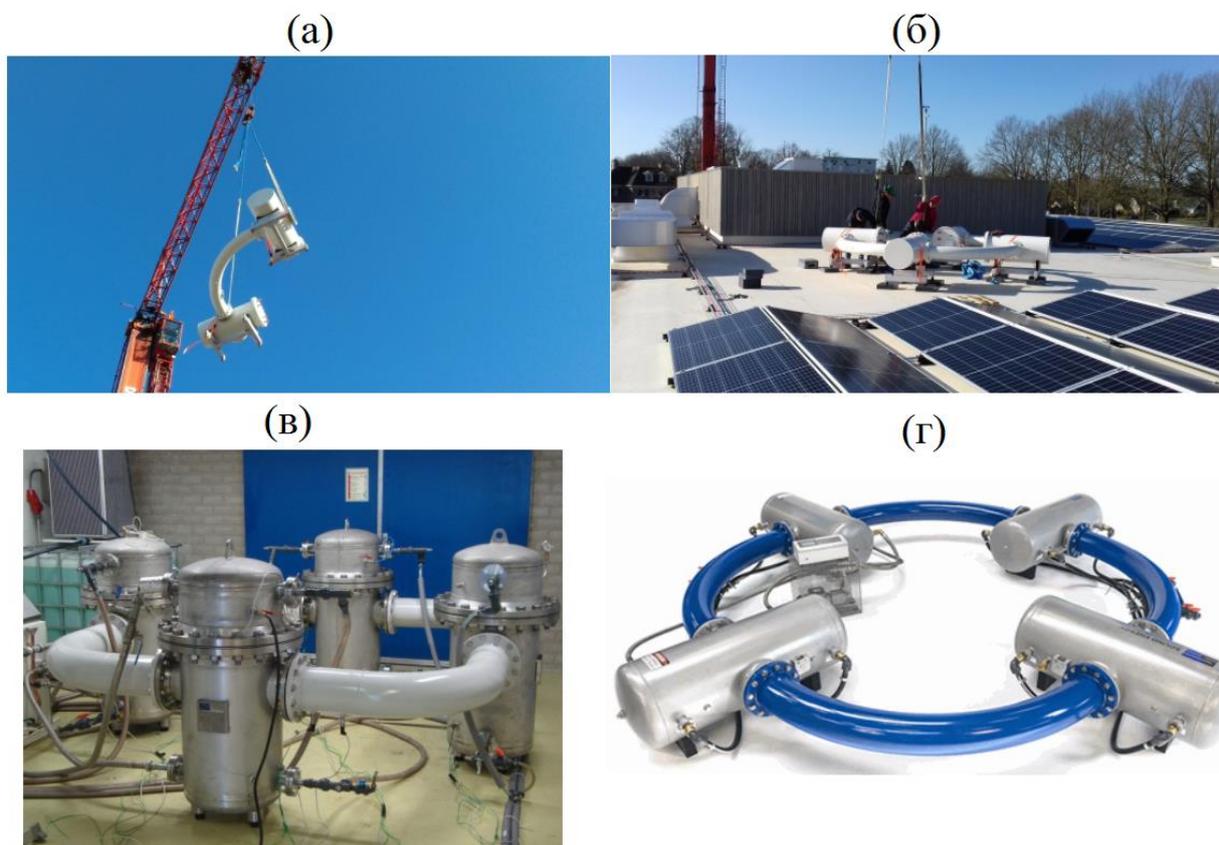


Рисунок 1.36 - Четырёхступенчатые термоакустические холодильники компании Sound Energy с холодильной мощностью 25 кВт [42]. (а) Установка краном двух ступеней холодильника; (б) Холодильник компании, установленный на объекте; (в) холодильник с вертикальным расположением теплообменников; (г) горизонтальное расположение теплообменников

Аналог термоакустического холодильника – абсорбционный холодильник, который также не имеет в своём составе подвижных частей, если не считать циркуляционные насосы и способен работать от тепловой энергии. У абсорбционного холодильника отношение подведённой тепловой энергии к полученной энергии охлаждения составляет 0,65-0,8, тогда как у холодильника компании Sound Energy всего 0,5 [42]. Однако такой холодильник может в некоторых случаях выигрывать конкуренцию у абсорбционного холодильника благодаря большему температурному диапазону нагрева и охлаждения.

Выводы по главе 1

На основании анализа истории развития термоакустики и можно сделать следующие выводы:

1. За последнее десятилетие значительно увеличилось количество исследований, посвящённое многоступенчатым ТАД с кольцевым акустическим резонатором.

2. Работ, посвящённых исследованию зависимости рабочих параметров кольцевых ТАД от числа ступеней практически нет, поэтому исследование данного вопроса является актуальной задачей.

3. Поршневой двигатель Стирлинга может иметь параметры акустической волны в теплообменном аппарате аналогичные параметрам в теплообменном аппарате любого из существующих термоакустических двигателей. В свою очередь, термоакустический двигатель не может иметь параметры волны в теплообменном аппарате как у большинства поршневых устройств, так как его максимальная компрессия ограничена законами акустики.

4. Основные преимущества термоакустических устройств по сравнению с поршневыми: повышенная надёжность и простота конструкции. Недостатки: пониженный КПД и ухудшенные массогабаритные показатели.

2 Численное моделирование кольцевого многоступенчатого термоакустического преобразователя с бегущей волной

2.1 Программа DeltaEC. Расчёты моделей кольцевых термоакустических двигателей с бегущей волной

2.1.1 Расчётная модель

Для исследования влияния количества ступеней на параметры кольцевого термоакустического двигателя с бегущей волной в программе DeltaEC было создано несколько расчётных моделей с числом ступеней от 3-х до 12-ти. Если кольцевой двигатель имеет в своём составе только одну ступень с диаметром, равном диаметру резонатора, то в таком случае параметры акустической волны в зоне регенератора далеки от оптимальных для реализации цикла Стирлинга [31]. Для того чтобы это исправить, кольцевой корпус - резонатор соединяют с дополнительной ёмкостью, которая представляет собой резонатор Гельмгольца. В этой ёмкости – резонаторе возникает стоячая волна, что позволяет приблизить характеристики волны в теплообменном аппарате к характеристикам бегущей волны [19]. Именно такую конструкцию имеет самый эффективный на данный момент одноступенчатый двигатель – двигатель конструкции Бекхауса-Свифта (рисунок 2.1).

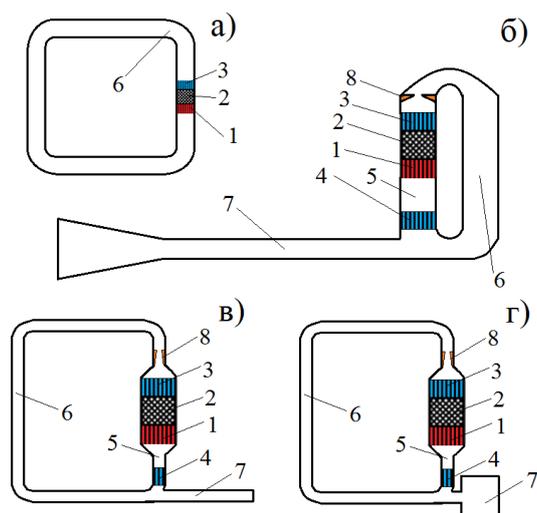


Рисунок 2.1 - Одноступенчатые двигатели с бегущей волной: а) двигатель Цеперли, б) двигатель Бегхауса-Свифта, в) двигатель с подстроечным трубчатый резонатором, г) двигатель с подстроечным резонатором Гельмгольца. 1- горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – вторичный холодный теплообменник, 5 – термальная буферная трубка, 6 – кольцевой резонатор, 7 – подстроечный резонатор со стоячей волной, 8 – газовый диод

Вместе с тем, кольцевая конструкция корпуса позволяет размещать внутри несколько теплообменных аппаратов. Увеличение количества ступеней до двух улучшает характеристики волны в зоне теплообменных аппаратов. При этом для настройки всё ещё возникает необходимость использовать дополнительные резонаторы со стоячей волной, как и в одноступенчатом двигателе [43], но уже меньших размеров. При наличии трёх ступеней необходимость в дополнительных, подстроечных резонаторах пропадает [44] (рисунок 2.2).

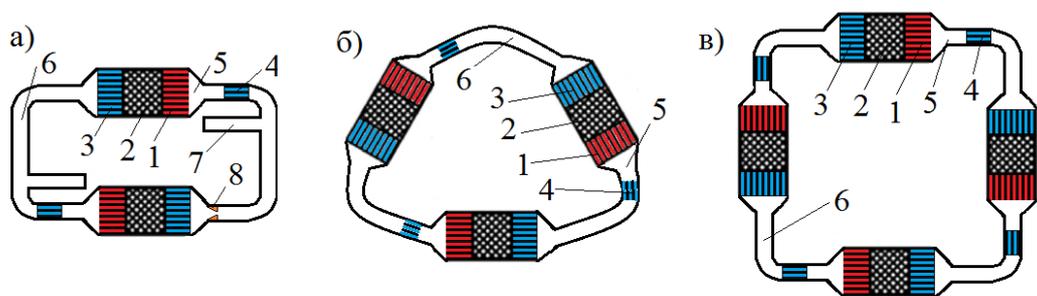


Рисунок 2.2 - Многоступенчатые двигатели с бегущей волной. а) двухступенчатый, б) трёхступенчатый, в) четырёхступенчатый. 1- горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – вторичный холодный теплообменник, 5 – термальная буферная трубка, 6 – кольцевой резонатор, 7 – подстроечный резонатор со стоячей волной, 8 – газовый диод

На данный момент экспериментально исследованы двигатели с числом ступеней до четырёх. При увеличении числа ступеней с одной до четырёх, наблюдается снижение разности температур, необходимой для запуска двигателя, увеличение акустического КПД и улучшение массогабаритных показателей [41, 45, 40, 22]. В работе [46] было проведено численное моделирование двигателей в программе DeltaEC с шестью и восьмью ступенями. Было показано, что эффективность регенератора при увеличении числа ступеней снижается, но при этом также снижается и разность температур, необходимая для старта акустических колебаний. По этой причине важно исследовать характеристики двигателя, имеющего более чем четыре ступени, для того чтобы найти их оптимальное количество.

Многоступенчатый двигатель можно условно разделить на несколько каскадов. Рассмотрим один из каскадов, состоящий из ступени, термальной буферной трубки (ТБТ), акустической нагрузки и концевой части резонатора между нагрузкой и следующей ступенью (рисунок 2.3).

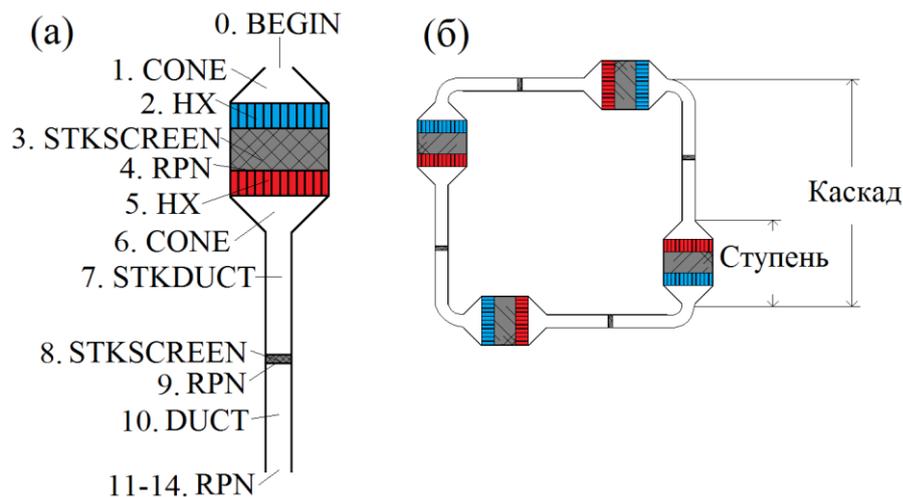


Рисунок 2.3 - Схема расчётной модели в DeltaEC. (а) Расчётные блоки: 0. BEGIN – входные параметры акустической волны, 1. CONE – холодный конус, 2. HX – холодный теплообменник, 3. STKSCREEN – регенератор, 4. RPN - расчёт мощности горячего теплообменника, 5. HX – горячий теплообменник, 6. CONE – горячий конус, 7. STKDUCT – термальная буферная трубка (ТБТ), 8. STKSCREEN - акустическая нагрузка, 9. RPN - контроль температуры газа на выходе из каскада, 10. DUCT – концевая часть резонатора, 11 – 14. RPN – контроль параметров акустической волны на выходе из каскада.

(б) Пример 4-х ступенчатого двигателя с 4-мя одинаковыми частями

Тепловая мощность W_T поступает на горячий теплообменник. Часть этой мощности преобразуется в полезную акустическую мощность на нагрузке $W_{\text{ВЫХ}}$, а остальная часть теряется. Можно разделить все потери на тепловые, акустические и потери в нагрузке.

Так как горячий теплообменник имеет более высокую температуру, чем окружающие его элементы, то за счет теплопроводности и излучения тепловая энергия уходит с горячего теплообменника через стенку корпуса ступени, через материал регенератора, через газ в порах регенератора, через стенку резонатора и через газ в резонаторе в холодный теплообменник и в окружающую среду. В программе DeltaEC из всех выше перечисленных видов тепловых потерь можно учесть только потери в результате теплопроводности через регенератор с помощью задания параметра ksFrac в блоке STKSCREEN. По этой причине, тепловая

мощность горячих теплообменников в расчётах получается заниженной относительно экспериментальных данных, а КПД завышенным. В данной работе во всех расчётах ks_{frac} был равен 0,1, как это рекомендовано в работе [24]. Программа DeltaEC интегрирует уравнения термоакустики. Тепловой поток, направленный от горячего теплообменника в резонатор в программе не учитывается, так как он обусловлен в первую очередь конвективным переносом газа, а для решения такой задачи необходимо численное моделирование гидродинамических процессов в резонаторе, что невозможно в DeltaEC.

В большинстве случаев термальной буферной трубкой называется часть акустического резонатора между горячим теплообменником и вторичным холодным теплообменником, который необходим для поглощения теплового потока, направленного от горячего теплообменника в полость резонатора [47]. Вторичный холодный теплообменник не уменьшает мощность тепловой утечки, так как он поглощает тепловую энергию, которая бы в его отсутствие всё равно поглотилась на стенках резонатора. Вторичный холодный теплообменник лишь уменьшает длину прогрева резонатора, что уменьшает акустические потери в нём и позволяет расположить нагрузку максимально близко к горячему теплообменнику. Вместе с тем он создаёт дополнительные потери акустической мощности из-за наличия гидравлического сопротивления.

Существуют способы уменьшения длины прогрева резонатора и без вторичного холодного теплообменника. Например, мощность тепловых утечек зависит от ориентации ступени относительно гравитационного поля Земли [48]. Если горячий теплообменник расположен ниже холодного, как на рисунке 2.6, то естественный конвективный поток уменьшает длину прогрева ТБТ и соответственно уменьшается унос тепловой энергии от горячего теплообменника. При этом увеличивается теплообмен между горячим и холодным теплообменниками благодаря конвективному теплопереносу газа через поры в регенераторе. При возникновении акустических колебаний в резонаторе возникают дополнительные конвективные потоки газа в ТБТ, что значительно увеличивает унос тепла с горячего теплообменника и увеличивает длину прогрева ТБТ. Также по причине

того, что корпус-резонатор имеет кольцевую форму, то в нём, помимо акустических колебаний, может присутствовать постоянное кольцевое течение газа, которое называется течением Гедона (рисунок 2.4).

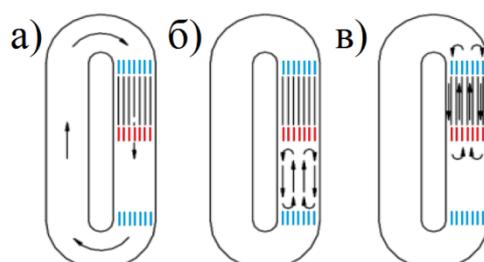


Рисунок 2.4 - Паразитные течения газа. а) течение Гедона, б) течение Релея, в) течение в теплообменном аппарате [14]

Течение возникает из-за того, что в регенераторе присутствует градиент температуры, и гидравлическое сопротивление при прохождении газа в холодную сторону оказывается немного больше, чем при прохождении в горячую, что при наличии акустических колебаний приводит к возникновению постоянного потока газа, направленного от горячего теплообменника [49]. Данный поток уносит тепловую энергию с горячего теплообменника. Для того чтобы его уменьшить или избавиться от него совсем, в полости резонатора помещают газовый диод, который также как и регенератор имеет различное гидравлическое сопротивление в зависимости от направления движения газа и создаёт постоянное течение, противоположное первоначальному течению. С помощью газового диода можно не только избавиться от течения Гедона, но также и изменить направление течения на противоположное и создать течение направленное к горячему теплообменнику для того, чтобы уменьшить длину прогрева ТБТ.

Таким образом, на величину мощности тепловых потерь горячего теплообменника со стороны ТБТ влияют: 1) ориентация ступени относительно поля тяжести Земли, 2) интенсивность акустических колебаний, 3) направление и скорость кольцевого течения Гедона и 4) качество внешней теплоизоляции ТБТ.

Тепловая мощность горячего теплообменника W_T с вычетом всех тепловых потерь идёт на реализацию термодинамического цикла. В термодинамическом

цикле тепловая мощность частично отбирается холодным теплообменником, а оставшая часть уходит на увеличение мощности акустической волны в регенераторе. При этом не вся полученная акустическая мощность доходит до нагрузки. Часть акустической мощности рассеивается при прохождении через теплообменники, переходные конусы, ТБТ и концевую часть резонатора.

Допустим, что в качестве акустической нагрузки используется двунаправленная турбина, подключённая к электрогенератору, в таком случае акустическая мощность, дошедшая до турбины, частично переходит в мощность на валу турбины и только часть механической мощности превращается в электрическую мощность. Таким образом, можно написать выражение для КПД одной из частей термоакустического генератора η_{Γ} :

$$\eta_{\Gamma} = \eta_{\text{T}} \eta_{\text{ц}} \eta_{\text{H}} \eta_{\text{турб}} \eta_{\text{ген}}, \quad (2.1)$$

$$\eta_{\text{T}} = \frac{W_{\text{ц}}}{W_{\Gamma}}, \quad (2.2)$$

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{W_{\text{ак}}}{W_{\text{ц}}}, \quad (2.3)$$

$$\eta_{\text{H}} = \frac{W_{\text{H}}}{W_{\text{ак}}}, \quad (2.4)$$

где η_{T} – тепловой КПД, $\eta_{\text{ц}}$ – КПД термодинамического цикла, η_{H} – КПД использования нагрузки, $\eta_{\text{турб}}$ – КПД турбины, $\eta_{\text{ген}}$ – КПД электрогенератора, $W_{\text{ц}}$ – тепловая мощность горячего теплообменника за вычетом мощности всех тепловых потерь (тепловая мощность термодинамического цикла), $W_{\text{ак}}$ – прирост акустической мощности на регенераторе (акустическая мощность ступени), полезная акустическая мощность нагрузки W_{H} .

Расчётная модель двигателя в Delta ES. При численном моделировании четырёхступенчатого ТАД достаточно смоделировать только один из четырёх каскадов двигателя по той причине, что все каскады абсолютно одинаковые. Вид расчётной модели в программе Delta ES приведён в **приложении А**, а далее даётся описание данной модели.

Один каскад состоит из холодного конуса (CONE), примыкающего к холодному теплообменнику, холодного теплообменника (HX), регенератора (STKSCREEN), горячего теплообменника (HX), горячего конуса (CONE), примыкающего к горячему теплообменнику, термальной буферной трубки (STKDUCT), нагрузки (STKSCREEN) и резонатора (DUCT). В скобках указаны обозначения элементов в программе DeltaEC (рисунок 2.3)

Начальные параметры акустической волны задаются в блоке «0.BEGIN». При прохождении через расчётные блоки, параметры волны пересчитываются, с учётом влияния элементов двигателя на волну и на выходе получается волна уже с другими параметрами. При этом необходимо добиться того, чтобы амплитуды колебаний давления $|P_1|$, объёмного расхода $|U_1|$, разность фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$, а также средняя за период колебаний температура газа T_m были равны в начале и в конце каскада двигателя. Эти условия следуют из равенства характеристик всех ступеней и всех частей двигателя. При достижении этих условий, параметры акустической волны на входе и выходе из каскада полностью совпадают, за исключением фазы колебаний давления P_1 и фазы колебаний объёмного расхода U_1 . Если количество каскадов двигателя, например, равно трём, то разность между фазой давления на входе и фазой давления на выходе из одного каскада $\Delta\varphi_P$ составляет 120^0 , так как при проходе волны через весь корпус – резонатор двигателя изменение фазы составляет 360^0 и если разделить 360^0 на 3 то будет 120^0 . Аналогично этому фаза объёмного расхода $\Delta\varphi_U$ изменяется на 120^0 при прохождении через каскад. Таким образом, в исследуемой расчётной модели можно изменять количество каскадов двигателя и соответственно количество ступеней путём изменения разности фаз $\Delta\varphi_P$ и $\Delta\varphi_U$. Например для 4-х ступенчатого двигателя $\Delta\varphi_P = \Delta\varphi_U = 90^0$.

Добиться необходимых характеристик волны на выходе позволяет так называемый «shooting method» программы DeltaEC, который подбирает характеристики волны на входе, чтобы добиться необходимых характеристик волны на выходе. Также возможно добиться необходимых характеристик волны на выходе путём автоматического подбора параметров конструктивных элементов самого

двигателя. В исследуемой модели в блоке «0. BEGIN» автоматически подбирались такие неизвестные заранее характеристики («Gues»), как частота акустических колебаний ν , средняя температура газа T_m , амплитуда колебаний давления и объёмного расхода $|P_1|$ и $|U_1|$ и начальная фаза колебаний объёмного расхода φ_U . Также автоматически подбирались такие параметры как тепловая мощность холодного теплообменника и площадь поперечного сечения стенки термальной буферной трубки. Целями расчётов («Targ») были перечисленные ранее условия равенства параметров волны на входе и на выходе из части двигателя, а также температуры холодного и горячего теплообменника.

Волна с заданными в блоке «0. BEGIN» характеристиками проходит через холодный конус «1. CONE», холодный теплообменник «2.НХ» и регенератор «3.STKSCREEN». Затем блок «4. RPN» производит расчёт прироста акустической мощности на регенераторе $\Delta\dot{E}_r$. Мощность, подводимая к горячему теплообменнику W_r в блоке «5. НХ», задавалась как сумма тепловой мощности отводимой от холодного теплообменника W_x и прироста акустической мощности на регенераторе $\Delta\dot{E}_r$:

$$W_r = W_x + \Delta\dot{E}_r \quad (2.5)$$

При таком задании мощности горячего теплообменника, в неявном виде учитываются потери теплопроводностью через регенератор, которые задаются параметром ksFrac.

После горячего теплообменника волна проходит через горячий конус «6. CONE» и термальную буферную трубку «7.STKDUCT», в которой средняя температура газа уменьшается до первоначальной температуры газа на входе в холодный конус. Программа DeltaEC производит расчёт ТБТ, интегрируя уравнения термоакустики для элемента с градиентом температуры. Аналогичным образом происходит расчёт регенератора. При расчёте учитывается обратный термоакустический эффект в ТБТ, имеющий пренебрежимо малую по мощности величину, по причине большого гидравлического радиуса ТБТ и маленького градиента температуры, но не учитывается конвективный теплоперенос, который и определяет по большей части длину ТБТ. По этой причине длина ТБТ была задана

равной 40 см, в предположении, что условия конвективного теплопереноса таковы, что на этом расстоянии от горячего переходного конуса средняя температура газа успевает снизиться до температуры газа в зоне холодного теплообменника.

Акустическая волна доходит до нагрузки «8. STKSCREEN», которая моделируется как стопка из стальных сеток, поглощающая акустическую мощность. При прохождении нагрузки такого типа акустическая мощность снижается по большей части за счёт уменьшения амплитуды колебаний давления $|P_1|$. Амплитуда колебаний объёмного расхода $|U_1|$ практически не изменяется.

После нагрузки происходит контроль совпадения температур газа на входе и на выходе из каскада в блоке «9. RPN» и затем волна проходит через концевую часть резонатора «10.DUCT», которая представляет собой трубу круглого сечения. Блоки «11-14 RPN» контролируют совпадение амплитуд колебаний давления и объёмного расхода $|P_1|$, $|U_1|$ на входе и выходе из каскада, а также соблюдение необходимой для данного количества ступеней разности фаз $\Delta\varphi_P$ и $\Delta\varphi_U$.

2.1.2 Расчёт моделей с неизменяемыми размерами каскадов

Вначале был произведён расчёт восьми моделей с числом каскадов от 3-х до 10-ти. Во всех восьми моделируемых двигателях все ступени и ТБТ были абсолютно одинаковые, как и температуры теплообменников. Сохранялась неизменной и равной 8-ми метрам суммарная длина корпуса-резонатора всех двигателей. Для того чтобы сохранить длину корпуса постоянной при увеличении числа ступеней, уменьшалась длина концевой части резонатора. Также сохранялись неизменными геометрические параметры ступени, такие как диаметр ступени, диаметр резонатора, длины теплообменников и расстояния между их пластинами, длина регенератора, его пористость и гидравлический радиус. Значения основных параметров двигателей представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1. – Основные параметры исследуемых моделей

Часть двигателя	Длина, мм	Диаметр, мм	Порис- тость	Гидравлический радиус или расстояние между пластинами, мм	Температура, °С
Холодный конус	30	41,2 - 160	1	10,3 – 40	Переменный параметр
Холодный теплообменник	20	160	0,5	0,5	40
Регенератор	30	160	0,7	0,05	Переменный параметр
Горячий теплообменник	20	160	0,5	0,5	300
Горячий конус	30	41,2 - 160	1	10,3 – 40	Переменный параметр
Термальная буферная трубка	100	41,2	1	10,3	Переменный параметр
Вторичный холодный теплообменник	30	41,2	0,5	1	Переменный параметр
Акустическая нагрузка	1,5	41,2	0,75	Переменный параметр	Переменный параметр
Резонатор	Перемен ный параметр	41,2	1		Переменный параметр

Таким образом, целью данного численного эксперимента являлся расчёт изменения параметров двигателей с различным числом ступеней, но с одинаковыми геометрическими и тепловыми параметрами ступеней, а также с одинаковыми длинами кольцевых корпусов-резонаторов.

Мощность акустической нагрузки подбиралась при помощи изменения её гидравлического радиуса для достижения максимального общего КПД, которое

рассчитывалось как отношение акустической мощности на нагрузке W_H и тепловой мощности горячего теплообменника W_T .

Результаты моделирования.

На рисунках 2.5 – 2.7 представлены характерные графики модуля давления, модуля объёмного расхода и акустической мощности для одного из каскадов кольцевого термоакустического преобразователя.

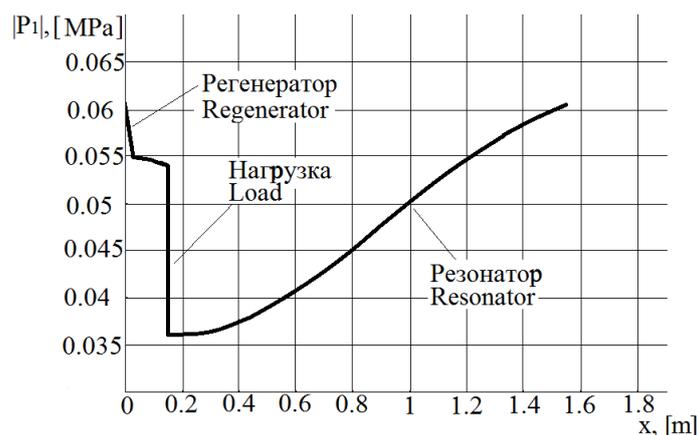


Рисунок 2.5 – Изменение амплитуды колебаний избыточного давления по длине одной четвёртой части преобразователя

Из рисунка 2.5 видно, что амплитуда колебаний давления немного снижается, проходя через теплообменный аппарат, и затем значительно снижается на нагрузке. После нагрузки амплитуда снова повышается до первоначального значения.

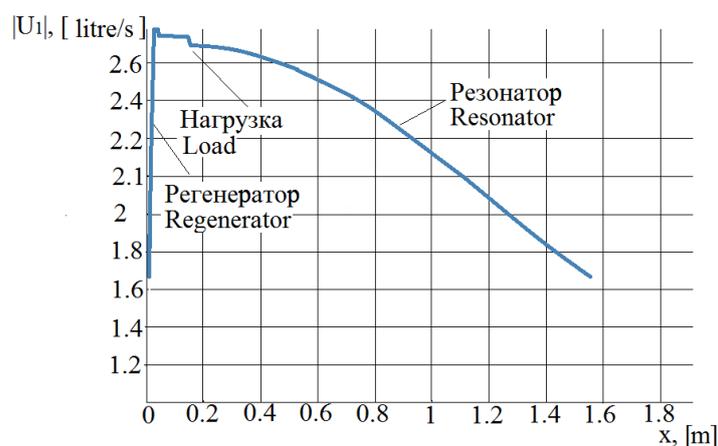


Рисунок 2.6 – Изменение амплитуды колебаний объёмного расхода по длине одной четвёртой части двигателя

Амплитуда колебаний объёмного расхода в свою очередь (рисунок 2.6) скачкообразно увеличивается в регенераторе и затем снижается на нагрузке и в концевой части резонатора.

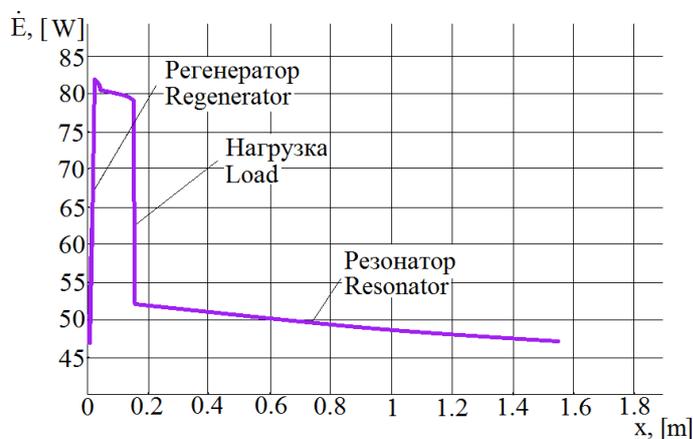


Рисунок 2.7 – Изменение акустической мощности по длине одной четвертой части двигателя

На рисунке 2.7 можно видеть изменение акустической мощности по длине одной четвертой части преобразователя. Регенератор увеличивает акустическую мощность до пикового значения, после чего происходит ее незначительный спад в теплообменнике и буферной трубке. Далее мощность резко падает, поглощаясь в нагрузке, а затем постепенно спадает в резонаторе, возвращаясь к первоначальному значению.

При неизменной длине кольцевого корпуса-резонатора, и увеличении количества ступеней двигателя с трёх до десяти, частота акустических колебаний снижается на 14,5 % (рисунок 2.8).

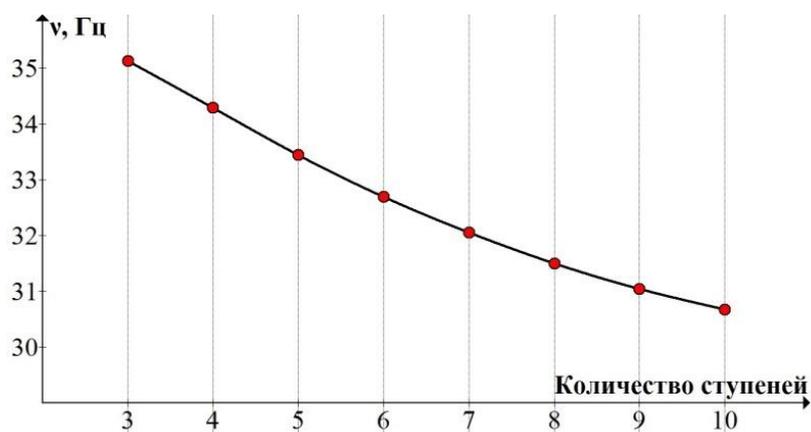


Рисунок 2.8 - Зависимость частоты колебаний от количества ступеней

Снижение частоты колебаний можно объяснить исходя из электроакустической аналогии. Из уравнений термоакустики следует, что акустический колебательный контур можно заменить эквивалентным электрическим колебательным контуром, в котором резонатор представляет собой цепь из индуктивностей и конденсаторов [14]. Эквивалентом регенератора – усилителя колебаний в такой схеме является источник переменного тока, работающий на основной резонансной частоте контура. Так как корпус ступени имеет гораздо больший диаметр, чем резонатор, то такой элемент представляет собой акустическую податливость и его по электроакустической аналогии можно представить как конденсатор. Таким образом, добавление в акустический колебательный контур ступеней равносильно добавлению в электрический колебательный контур конденсаторов, что снижает собственную резонансную частоту контура.

На рисунке 2.9 показана зависимость разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ между колебаниями давления и объёмного расхода от количества ступеней в различных точках двигателя.

$$\Delta\varphi_{PU} = \varphi_P - \varphi_U \quad (2.6)$$

Здесь φ_P – фаза колебаний давления, а φ_U – фаза колебаний объёмного расхода. При этом необходимо помнить, что DeltaEC не производит расчёт акустической волны по времени, так как в линейной теории термоакустики зависимость всех основных параметров от времени принята гармонической. В

результате расчёта получается зависимость параметров волны от координаты при фиксированном моменте времени. Таким образом, в полученных результатах расчётов изменение фазы φ_P и φ_U обусловлено изменением координаты, а не изменением во времени.

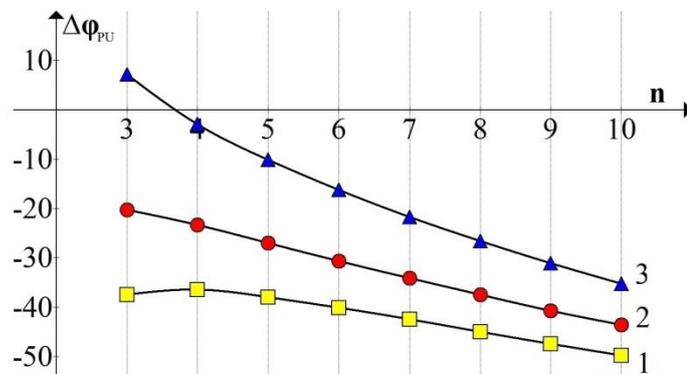


Рисунок 2.9 - Зависимость разности фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$ от количества ступеней n . 1 - на входе волны в холодный конус, 2 - на входе в регенератор, 3 – на выходе из регенератора

У 3-х ступенчатого двигателя в начале холодного конуса на подходе к теплообменному аппарату акустическая волна имеет разность фаз $\Delta\varphi_{PU} = -37,5$ градусов. Колебания давления опережают колебания объёмного расхода. Волна далека от состояния бегущей волны и представляет собой смесь стоячей и бегущей компонент. Далее при прохождении волны через холодный конус и холодный теплообменник φ_U изменяется быстрее, чем φ_P и разность фаз становится $\Delta\varphi_{PU} = -20,3$ градусов. Колебания объёмного расхода уменьшают своё отставание от колебаний давления. На выходе из регенератора уже колебания объёмного расхода начинают опережать по фазе на 7,2 градуса колебания давления. Далее при, прохождении остальных элементов вплоть до концевой части резонатора, колебания объёмного расхода продолжают увеличивать своё опережение по фазе относительно колебаний давления, но при прохождении концевой части резонатора разность фаз снова возвращается к первоначальному значению в $-37,5$ градусов.

При увеличении количества ступеней происходит постепенное приближение $\Delta\varphi_{PU}$ к 90 градусам во всех элементах двигателя, что свидетельствует о том, что

увеличивается стоячая компонента волны относительно бегущей. Помимо приближения параметров волны к стоячей, происходит уменьшение отклонения разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ в различных точках двигателя от среднего по двигателю значения, что можно видеть на рисунке 2.27 как приближение линий графиков друг к другу.

На рисунке 2.10 показаны графики полученных зависимостей акустического КПД и общего КПД от количества ступеней. Акустический КПД рассчитывался по формуле:

$$\eta_{\text{ак}} = \frac{\Delta\dot{E}_T}{W_T} \quad (2.7)$$

Так как программа DeltaES учитывает тепловые потери через регенератор, то акустический КПД в обозначениях уравнений (2.1-2.4) можно представить как произведение теплового КПД η_T и КПД термодинамического цикла $\eta_{\text{ц}}$. А общий КПД $\eta_{\text{общ}}$ – это отношение полезной акустической мощности на нагрузке W_H и тепловой мощности горячего теплообменника W_T . В обозначениях уравнений (2.1-2.4) можно записать:

$$\eta_{\text{общ}} = \frac{W_H}{W_T} = \eta_T \eta_{\text{ц}} \eta_H = \eta_{\text{ак}} \eta_H \quad (2.8)$$

Тепловые потери через ТБТ и через корпус ступени в программе Delta ES не учитываются, поэтому они не были включены в расчёт КПД.

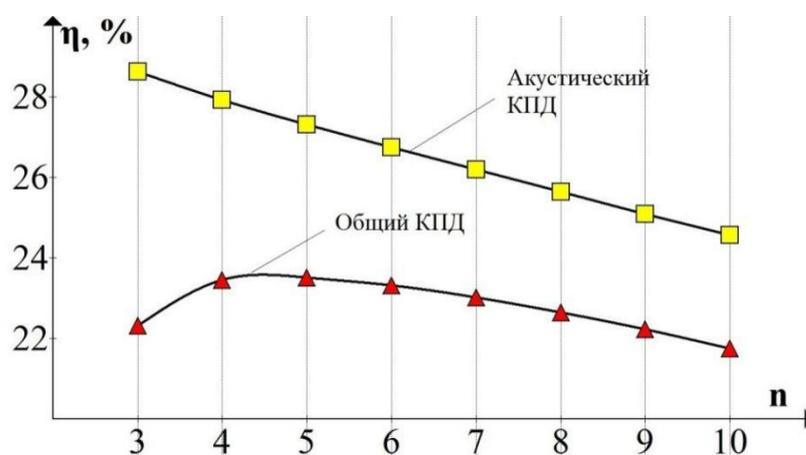


Рисунок 2.10 - Зависимость акустического КПД и общего КПД от количества ступеней

С увеличением количества ступеней акустический КПД непрерывно уменьшается, что можно объяснить отклонением разности фаз $\Delta\varphi_{PU}$ в зоне регенератора от нуля градусов (рисунок 2.11). То есть при увеличении разности фаз термодинамический цикл отклоняется от реального цикла Стирлинга, что приводит к уменьшению его эффективности.

Общий КПД $\eta_{\text{общ}}$ растёт при увеличении количества ступеней с трёх до пяти, несмотря на уменьшение $\eta_{\text{ак}}$. Этот эффект можно объяснить увеличением КПД использования нагрузки $\eta_{\text{н}}$. При увеличении количества ступеней уменьшается длина резонатора, приходящаяся на одну ступень. По этой причине уменьшаются потери акустической энергии в резонаторе, что приводит к увеличению $\eta_{\text{н}}$ и общего КПД $\eta_{\text{общ}}$. При дальнейшем добавлении ступеней, снижение акустического КПД начинает доминировать и, несмотря на увеличение КПД использования нагрузки $\eta_{\text{н}}$, общий КПД начинает снижаться.

На рисунке 2.11 показано влияние количества ступеней на мощность одного из каскадов двигателя.

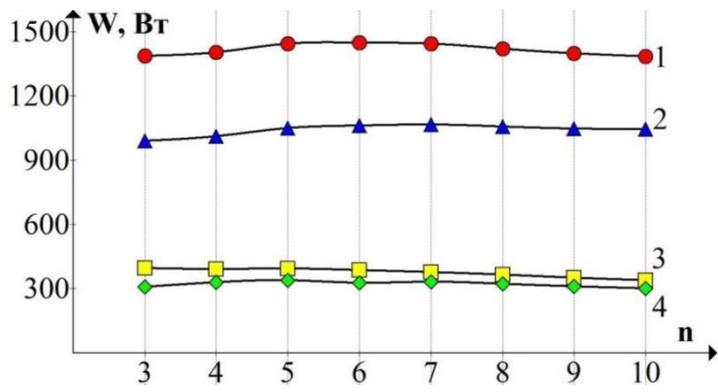


Рисунок 2.11 - Зависимость мощности одной из частей двигателя от количества ступеней. 1 – тепловая мощность горячего теплообменника $W_{\text{г}}$, 2 – тепловая мощность холодного теплообменника $W_{\text{х}}$, 3 – акустическая мощность регенератора $W_{\text{ак}}$, 4 – полезная акустическая мощность на нагрузке $W_{\text{н}}$

При увеличении количества ступеней с 4-х до 10 уменьшение полезной мощности составляет всего лишь около 9 %, что может быть связано со снижением эффективности термодинамического цикла. Снижения мощности теплообменников

не наблюдается, так как их мощность зависит в первую очередь от их геометрических параметров и температуры, которые оставались неизменными в ходе всех расчётов.

2.1.3 Расчёт моделей с оптимизацией геометрических характеристик каскадов

Расчётная модель, описанная в предыдущих пунктах, была использована для нахождения зависимости оптимальных размеров резонатора и регенератора от числа ступеней.

Как показали предыдущие расчёты, можно произвести настройку геометрических параметров двигателя, как под максимум КПД, так и под максимум мощности. Точка максимума мощности находится далеко от точки максимума эффективности, и при максимальной эффективности наблюдается низкая мощность, а при максимальной мощности низкая эффективность. По этой причине есть смысл ввести коэффициент качества двигателя, который будет одновременно отражать как мощность, так и эффективность двигателя. Для данного расчёта был взят коэффициент вида:

$$K_{\text{кач}} = W_n \eta_{\text{общ}}^5 \quad (2.9)$$

Общий КПД возводится в 5-ю степень. Выбор степени, в которую возводится общий КПД зависит от конкретной оптимизационной задачи, которую необходимо решить инженеру. Чем данная степень больше, тем ближе будут параметры двигателя к максимуму КПД при оптимизации по параметру $K_{\text{кач}}$. То есть, в том случае, если необходимо пожертвовать КПД, но получить при этом большую мощность двигателя, то при оптимизации по $K_{\text{кач}}$ необходимо выбирать степень меньшую, чем 5. В том случае если есть необходимость приблизиться к точке максимального КПД, при этом жертвуя удельной мощностью, то необходимо увеличить степень $\eta_{\text{общ}}$, либо производить оптимизацию напрямую по параметру $\eta_{\text{общ}}$.

В данной серии расчётов производилась оптимизация характеристик двигателя по коэффициенту $K_{\text{кач}}$. Основные параметры при проведении расчётов занесены в таблица 2.2.

Таблица 2.2. - Основные параметры исследуемых моделей

Часть двигателя	Длина, мм	Диаметр, мм	Пористость	Гидравлический радиус или расстояние между пластинами, мм	Температура, °С
Холодный конус	30	П. О.* – 160	1	П. П.** – 40	П. П.**
Холодный теплообменник	20	160	0,5	0,5	40
Регенератор	П. О.*	160	0,7	П. О.**	П. П.**
Горячий теплообменник	20	160	0,5	0,5	400
Горячий конус	30	П. О.*– 160	1	П. П.** – 40	П. П.**
Термальная буферная трубка	400	П. О.*	1	П. П.**	П. П.**
Акустическая нагрузка	1,5	П. О.*	0,75	П. О.**	П. П.**
Концевая часть резонатора	П. О.*	П. О.*	1	П. П.**	П. П.**

П. О.* – параметр, по которому проводилась оптимизация двигателя для достижения максимального общего КПД. П. П.** – переменный, вычисляемый параметр, который изменялся в ходе расчётов.

Результаты расчётов показывают, что при увеличении числа ступеней n , оптимальная площадь поперечного сечения теплообменного аппарата увеличивается относительно площади поперечного сечения резонатора (рисунок 2.12).

$$S_{\text{отн}} = \frac{S_{\text{ступ}}}{S_{\text{рез}}} \quad (2.10)$$

Здесь $S_{\text{ступ}}$ - поперечного сечения теплообменного аппарата, $S_{\text{рез}}$ - площадь поперечного сечения резонатора

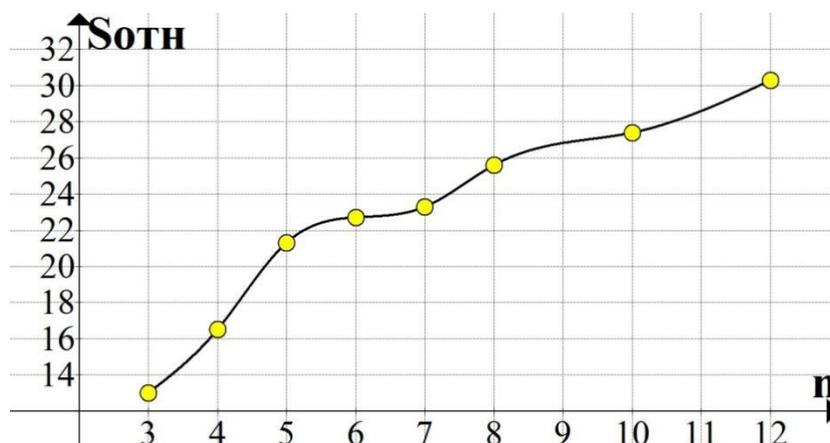


Рисунок 2.12 - Зависимость отношения площадей $S_{\text{отн}}$ от числа ступеней n

Разность фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$, так же как и в предыдущих расчётах без настройки геометрических параметров резонатора, по модулю увеличивается с увеличением числа ступеней n .

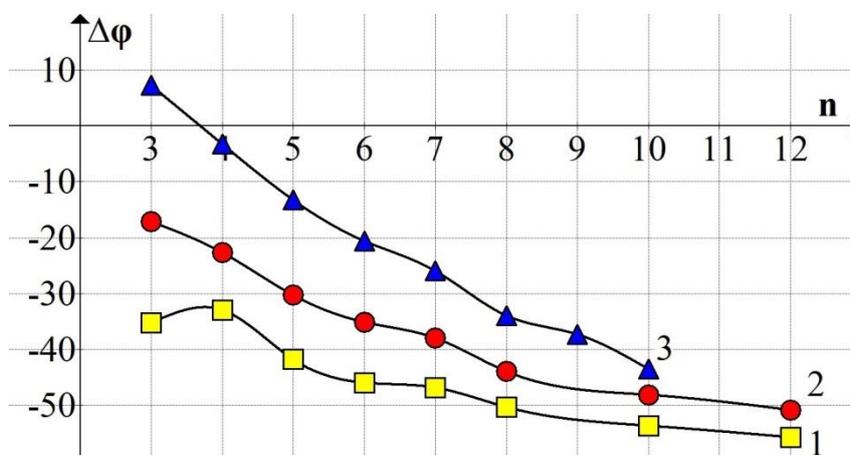


Рисунок 2.13 - Зависимость разности фаз между колебаниями давления и объёмного расхода $\Delta\varphi_{PU}$ от количества ступеней n . 1 - на входе волны в холодный конус, 2 - на входе в регенератор, 3 – на выходе из регенератора

Коэффициент качества имеет максимальное значение при числе ступеней от 4 до 7.

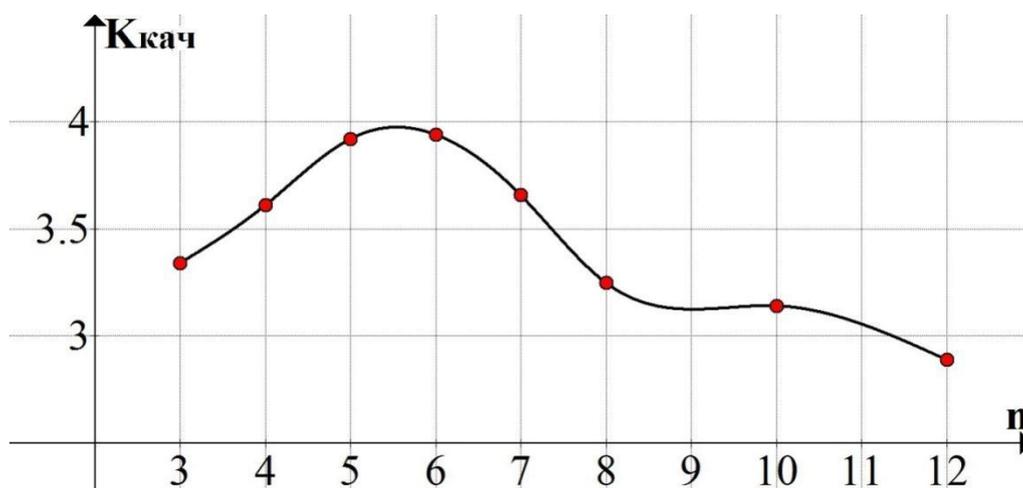


Рисунок 2.14 - Зависимость коэффициента качества $K_{\text{кач}}$ после оптимизации моделей от числа ступеней n

При количестве ступеней более 7 наблюдается уменьшение КПД и мощности каскада двигателя.

2.1.4 Теплообменный аппарат

Теплообменный аппарат термоакустического ДС, также как и поршневого ДС, состоит из двух теплообменников – горячего, холодного и регенератора между ними. Теплообменники подводят и отводят тепловую мощность, а регенератор благодаря наличию температурного градиента является усилителем акустических колебаний. Теплообменники как поршневых ДС, так и термоакустических ДС могут иметь пластинчатый, штыревой, трубчатый и другой тип конструкции. В данной работе рассматривается только пластинчатый тип теплообменников. Теплообменник с одной стороны должен обеспечивать подвод или отвод как можно большей тепловой мощности, а с другой стороны создавать как можно меньшее гидравлическое сопротивление. Это противоречивое требование, так как конструктивно увеличить тепловую мощность теплообменника возможно либо путём уменьшения расстояния между пластинами, либо путём увеличения площади пластин (увеличения их количества), что в свою очередь приводит к увеличению гидравлического сопротивления. Таким образом, существует некоторое

оптимальное значение длины пластинчатого теплообменника и расстояния между пластинами.

Чем меньше расстояние между пластинами теплообменника, тем сложнее изготовить такой теплообменник. Поэтому важно выяснить зависимость характеристик двигателя от расстояния между пластинами теплообменника, чтобы узнать оптимальное расстояние между пластинами с точки зрения технологичности производства.

Для расчётов зависимости характеристик двигателя от параметров теплообменников и регенератора была взята та же модель, что и в предыдущих расчётах. Двигатель четырёхступенчатый. Длина каждого из каскадов составляла 2,1315 м, соответственно длина кольцевого корпуса-резонатора 8,526 м. Рабочее тело – аргон под давлением 1,5 МПа. Частота акустических колебаний во всех экспериментах была около 35 Гц. Основные параметры исследуемых моделей занесены в таблицу 2.3.

В ходе расчётов задавались различные значения: длины регенератора L_r и расстояния между пластинами горячего и холодного теплообменников h . Затем производилась оптимизация длин теплообменников, гидравлического радиуса пор регенератора и величины акустической нагрузки, для достижения максимального общего КПД. Общий КПД рассчитывался по формуле (2.8).

Таблица 2.3. Основные параметры исследуемых моделей

Часть двигателя	Длина, мм	Диаметр, мм	Пористость	Гидравлический радиус или расстояние между пластинами, мм	Температура, °С
Холодный конус	30	41,2–160	1	10,3–40	П. П.***
Холодный теплообменник	П. О.**	160	0,5	3. П.*	40
Регенератор	3. П.*	160	0,7	П. О.**	П. П.***
Горячий теплообменник	П. О.**	160	0.5	3. П.*	300

Горячий конус	30	41,2–160	1	10,3–40	П. П.***
Термальная буферная трубка	400	41,2	1	10,3	П. П.***
Акустическая нагрузка	1,5	41,2	0,75	П. О.**	П. П.***
Концевая часть резонатора	П.П.***	41,2	1	10,3	П. П.***

3. П.* – заданный параметр расчётов. П. О.** – параметр, по которому проводилась оптимизация двигателя для достижения максимального общего КПД. П. П.*** – переменный, вычисляемый параметр, который изменялся в ходе расчётов.

Результаты расчётов. Основными величинами, характеризующими взаимодействие акустической волны с частями теплообменного аппарата, являются глубины термического δ_k и вязкостного проникновения δ_v . Глубина термического проникновения показывает толщину слоя газа, активно участвующего в теплообмене с твёрдым телом, а глубина вязкостного проникновения показывает толщину слоя газа, активно участвующего в вязком трении о твёрдое тело. В теплообменном аппарате должен быть хороший термический контакт между газом и твёрдыми поверхностями теплообменников и регенератора.

Плотность газа зависит от его температуры, поэтому δ_k и δ_v в холодном теплообменнике отличается от δ_k и δ_v в горячем. Численные значения данных величин в точке между холодным теплообменником и регенератором составили $\delta_k = 0,125$ мм и $\delta_v = 0,1$ мм, а в точке между горячим теплообменником и регенератором $\delta_k = 0,2$ мм и $\delta_v = 0,16$ мм. Изменения δ_k и δ_v в рассматриваемых точках в различных экспериментах были незначительными.

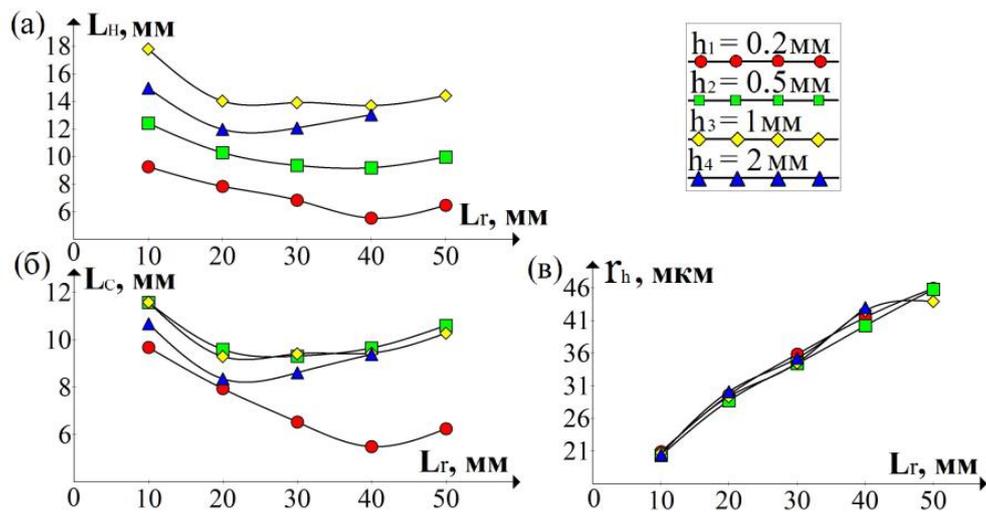


Рисунок 2.15 - Зависимость оптимальных размеров теплообменного аппарата от длины регенератора L_r : (а) длины горячего теплообменника L_H , (б) длины холодного теплообменника L_C , (в) гидравлического радиуса пор регенератора r_h .
Графики приведены для различных расстояний между пластинами теплообменников h_1, h_2, h_3, h_4

На рисунке 2.15 представлена зависимость оптимальных размеров теплообменного аппарата от длины регенератора при различных расстояниях между пластинами теплообменников. Графики оптимального гидравлического радиуса пор регенератора r_h при различных расстояниях между пластинами теплообменников практически сливаются в одну линию (рисунок 2.15,в), что ярко свидетельствует о том, что оптимальная величина r_h не зависит от конструкции теплообменников. Оптимальная величина r_h зависит от длины регенератора. Чем больше длина регенератора L_r , тем больше должен быть r_h . Это может быть связано с тем, что при увеличении L_r увеличивается гидравлическое сопротивление регенератора, а соответственно и гидравлические потери, значит для того чтобы уменьшить гидравлические потери необходимо увеличить размер пор в регенераторе. Таким образом, не существует единого оптимального гидравлического радиуса пор регенератора для данного среднего давления газа в двигателе и температур теплообменников. Оптимальный радиус r_h необходимо выбирать с учётом длины регенератора.

В поршневых ДС в большинстве конструкций амплитуда смещения порции газа из положения равновесия ξ_A настолько большая, что одна и та же порция газа, находясь изначально в горячем теплообменнике, проходит через регенератор и попадает в холодный теплообменник, а затем возвращается обратно в горячий. Оптимальная амплитуда смещения ξ_A в большинстве термоакустических устройств меньше, чем в поршневых ДС, что связано с меньшей степенью сжатия в цикле. Элементарная порция газа в термоакустическом ДС, находясь изначально в горячем теплообменнике, только заходит на определённую глубину в регенератор и затем возвращается обратно, так и не доходя до холодного теплообменника [50].

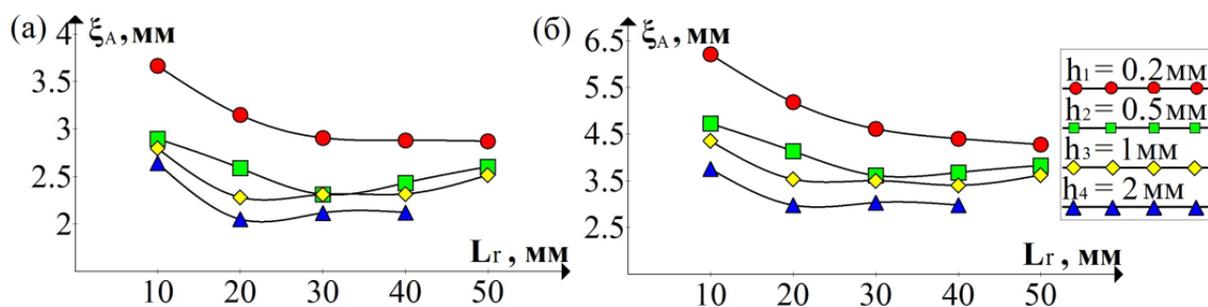


Рисунок 2.16 - Зависимость амплитуды смещения элементарной порции газа из положения равновесия ξ_A от длины регенератора L_r : (а) на холодном конце регенератора, (б) на горячем конце регенератора. Графики приведены для различных расстояний между пластинами теплообменников h_1, h_2, h_3, h_4

На рисунке 2.16 показано сравнение величины амплитуды смещения ξ_A и длины регенератора. При длине регенератора $L_r = 50$ мм размах колебаний газа, равный удвоенной амплитуде смещения ξ_A примерно в 5,5 раза меньше, чем длина регенератора L_r даже на горячем конце регенератора. На холодном конце регенератора размах колебаний примерно в 9 раз меньше, чем L_r . При длине регенератора $L_r = 10$ мм размах колебаний газа на холодном конце становится уже сопоставимым по величине с длиной самого регенератора L_r , а на горячем конце размах колебаний превышает L_r . Таким образом, при длине регенератора $L_r = 10$ мм, большая часть элементарных порций газа в волне совершает перемещения

между горячим и холодным теплообменником, аналогично тому, как это происходит в поршневом ДС.

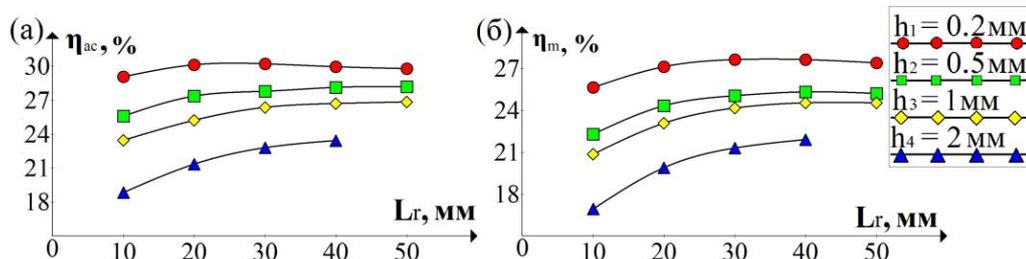


Рисунок 2.17 - Зависимость КПД от длины регенератора L_r : (а) акустического КПД η_{ac} , (б) общего КПД η_m . Графики приведены для различных расстояний между пластинами теплообменников h_1, h_2, h_3, h_4

Максимум эффективности работы двигателя η_m наблюдается при длине регенератора 40 мм (рисунок 2.17,б). При уменьшении длины до 10 мм общий КПД η_m начинает снижаться. Уменьшение расстояния между пластинами теплообменников в 10 раз с 2 мм до 0,2 мм даёт увеличение общего КПД всего лишь на 26 % при длине регенератора 40 мм.

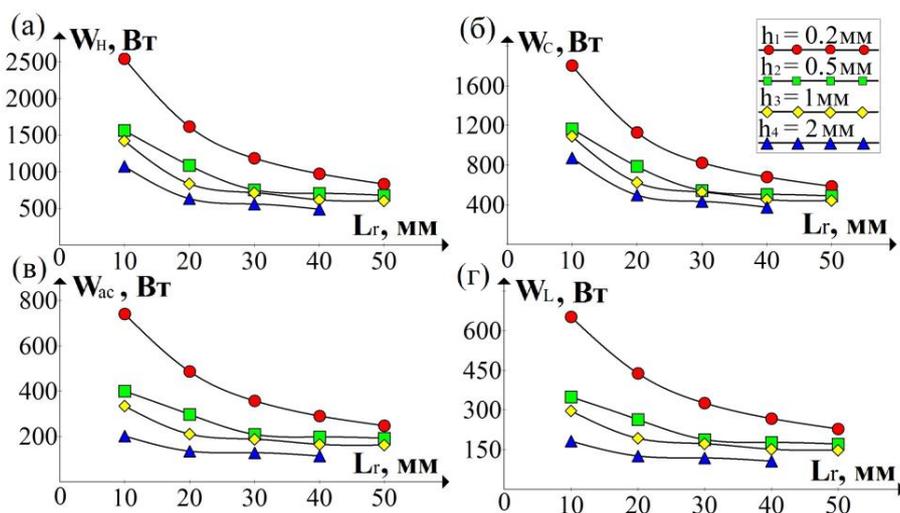


Рисунок 2.18 - Зависимость мощности от длины регенератора L_r : (а) тепловой мощности горячего теплообменника W_H , (б) тепловой мощности холодного теплообменника W_C , (в) акустической мощности ступени W_{ac} , (г) акустической мощности нагрузки W_L . Графики приведены для различных расстояний между пластинами теплообменников h_1, h_2, h_3, h_4

На рисунке 2.18 видно, что при уменьшении длины регенератора возрастает, как акустическая, так и тепловая мощность двигателя. Чем больше градиент температуры в регенераторе, тем больше его акустическая мощность. Так как при уменьшении длины регенератора градиент температуры в нём возрастает, то, следовательно, возрастает и его акустическая мощность. В ходе расчётов длина регенератора уменьшалась в 5 раз с 50 мм до 10 мм, однако акустическая мощность при этом увеличивалась лишь в 3 раза при расстоянии между пластинами теплообменников $h_1 = 0,2$ мм и лишь в 2 раза при расстоянии $h_3 = 1$ мм. Всё дело в том, что разность температур на торцевых поверхностях регенератора, примыкающих к теплообменникам, ΔT_r меньше, чем разность температур между самими теплообменниками ΔT_t . С уменьшением длины регенератора разность температур ΔT_r также уменьшалась, несмотря на постоянную разность температур между теплообменниками ΔT_t . С этим и связано отклонение зависимости изменения акустической мощности от длины регенератора от закона прямой пропорциональности. При увеличении расстояния между пластинами теплообменников термический контакт газа и поверхности теплообменников ухудшается, что приводит к увеличению разницы между температурами теплообменников и торцов регенератора. Поэтому при большом расстоянии между пластинами теплообменников в 1 мм, при уменьшении длины регенератора в 5 раз акустическая мощность возрастает всего лишь в 2 раза, а при расстоянии между пластинами в 0,2 мм мощность возрастает в 3 раза.

Итоги моделирования: Было показано, что оптимальный гидравлический радиус пор регенератора зависит от его длины и не зависит от геометрических характеристик теплообменников. При длине регенератора $L_r = 10$ мм оптимальный гидравлический радиус r_h в 7,6 раза меньше, чем глубина термического проникновения δ_k в середине регенератора, а при $L_r = 50$ мм оптимальный гидравлический радиус r_h в 3,7 раза меньше, чем δ_k в середине регенератора. Зависимость r_h от L_r близка к линейной.

Также важным результатом моделирования является то, что при увеличении расстояния между пластинами теплообменников в 10 раз, с 0,2 до 2 мм тепловая мощность теплообменников уменьшается не в 10 раз, а на гораздо меньшую величину. При длине регенератора $L_r = 10$ мм мощность уменьшается в 2,37 раза, а при длине регенератора $L_r = 40$ мм лишь в 2 раза, что связано с тем, что мощность двигателя по большей части определяется параметрами регенератора и нельзя рассматривать теплообменники отдельно от всего двигателя.

Эффективность работы двигателя увеличивается, при уменьшении расстояния между пластинами теплообменников с 2 мм до 0,2 мм, однако увеличивается только лишь на 26 % при длине регенератора $L_r = 40$ мм.

Оптимальная длина теплообменников увеличивается с уменьшением длины регенератора и с уменьшением расстояния между пластинами теплообменников, что связано с увеличением акустической мощности. Оптимальная длина горячего теплообменника лежит в диапазоне 5,5 мм – 17,8 мм, а холодного в диапазоне 5,5 мм – 11,6 мм. Для сравнения диапазон значений размаха колебаний газа из положения равновесия составил 6 мм – 13 мм в горячем теплообменнике и 4 мм – 7,4 мм в холодном теплообменнике. Таким образом, оптимальная длина теплообменника и размах колебаний газа имеют близкие друг к другу значения в данной конструкции двигателя. Аналогичный вывод был представлен в работе [51].

Результаты численного моделирования свидетельствуют о том, что жертвуя эффективностью и выходной мощностью можно сделать теплообменники более технологичными в производстве значительно увеличив расстояние между пластинами относительно величины 0,2 мм. При увеличении расстояния между пластинами теплообменников в 10 раз мощность уменьшается лишь в 2 раза, а эффективность только лишь на 26 %.

2.2 Расположение акустической нагрузки

Оптимальную схему расположения нагрузки необходимо выбирать в зависимости от типа акустической нагрузки и её мощности. Рассмотрим несколько схем для 4-х ступенчатого устройства (рисунок 2.19).

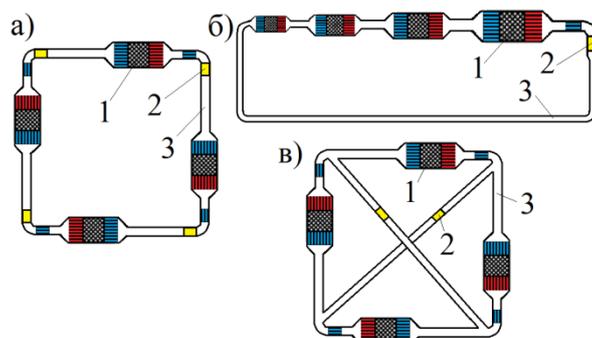


Рисунок 2.19 - Варианты расположения акустической нагрузки. (а) одна ступень на одну нагрузку, (б) несколько ступеней на нагрузку, (в) две ступени на нагрузку. 1 – ступень двигателя, 2 – акустическая нагрузка, 3 – резонатор

На рисунке 2.19,а изображена схема, при которой за каждой ступенью установлена нагрузка [22]. В качестве нагрузки может выступать линейный альтернатор, либо турбогенератор на основе двунаправленной турбины. Преимущество такой схемы в симметричности. Все 4 ступени и нагрузки одинаковые. В случае использования турбин недостатком является то, что турбин получается 4 штуки и соответственно мощность одной турбины в 4 раза меньше, чем мощность всего устройства. КПД турбины уменьшается с уменьшением её размеров, а соответственно и максимальной мощности, поэтому при использовании турбин такая схема подходит только для больших мощностей двигателя. При использовании альтернаторов напротив стоит задача уменьшить его единичную мощность, так как с увеличением мощности резко растёт его масса и стоимость [52]. Таким образом, данная схема подходит для устройств с альтернаторами и для устройств с турбинами большой мощности.

На рисунке 2.19,б показана схема, в которой все 4 ступени работают на одну нагрузку [53]. Недосток такой схемы в том, что все элементы конструкции получаются разные, что усложняет их изготовление. Ступени получаются разных размеров, так как усиление акустической волны происходит поэтапно и каждая последующая ступень должна иметь большую акустическую, а, следовательно, и большую тепловую мощность. Ступени должны быть расположены достаточно близко друг к другу, так как между ними нет нагрузки, и при большой длине резонатора между ступенями акустическая волна высокой интенсивности имела бы значительные потери при его прохождении. Укорочение резонаторов между ступенями компенсируется увеличением длины резонатора между нагрузкой и ступенью с самой маленькой мощностью, для сохранения суммарной длины кольцевого корпуса. После нагрузки в резонаторе распространяется волна с самой низкой интенсивностью и поэтому потери акустической энергии в нём минимальны. Преимущество данной схемы в том, что можно уменьшить количество вторичных холодных теплообменников с 4-х до одного, так как ступени расположены близко

друг к другу и поэтому во вторичных холодных теплообменниках нет необходимости. Главным преимуществом схемы является значительное увеличение удельной мощности нагрузки в устройстве, что важно в случае использования турбогенератора в качестве нагрузки.

На рисунке 2.19, в показана схема с подключением нагрузки между точками резонатора, в которых параметры акустической волны всегда находятся в противофазе. Места кольцевого резонатора, отстоящие друг от друга на половину длины волны (на половину длины корпуса), соединены друг с другом при помощи труб, в которых размещена нагрузка [54]. При этом соединительные трубы должны иметь как можно меньшую длину для того, чтобы иметь минимальное влияние на параметры акустической волны в двигателе и создавать как можно меньшие потери акустической энергии (на рисунке 2.19, в соединительные трубы значительно увеличены для наглядности). Такая схема позволяет уменьшить в 2 раза количество нагрузок по сравнению со схемой (рисунок 2.19, а). При этом размеры всех теплообменных аппаратов остаются одинаковыми. Ожидаемый недостаток данной схемы при использовании турбин заключается в том, что самозапуск двигателя должен стать невозможен. Это связано с тем, что соединительные трубы с турбинами создают байпас для акустической волны и при небольшой интенсивности волны перепад давления на турбинах недостаточен для того, чтобы создать условия автоколебаний. При использовании линейных альтернаторов данной проблемы не возникает [54], так как они практически герметично закупоривают соединительные трубы.

Выводы по главе 2

В результате исследований, выполненных во второй главе можно сделать следующие выводы:

1. При увеличении числа ступеней кольцевого ТАД от 3-х до 12 наблюдается значительное увеличение разности фаз между колебаниями давления и скорости газа в зоне теплообменного аппарата. Это первый основной фактор, ограничивающий увеличение количества ступеней, вторым основным фактором является уменьшение частоты колебаний в связи с увеличением суммарной длины кольцевого корпуса-резонатора.
2. Точка максимальной мощности ТАД и точка максимальной эффективности находятся далеко друг от друга, поэтому видится разумным производить оптимизацию ТАД на точку находящуюся между данными двумя.

3. Было показано, что при оптимизации параметров ТАД на максимум КПД, оптимальный гидравлический радиус пор регенератора зависит от его длины и не зависит от геометрических характеристик теплообменников

3 Экспериментальное исследование кольцевого многоступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной и двунаправленной импульсной турбины

3.1 Четырёхступенчатый термоакустический двигатель

3.1.1 Конструкция двигателя

При создании экспериментальной установки за основу была взята схема четырехступенчатого кольцевого двигателя, предложенная Де Блоком [22] (рисунок 3.1).

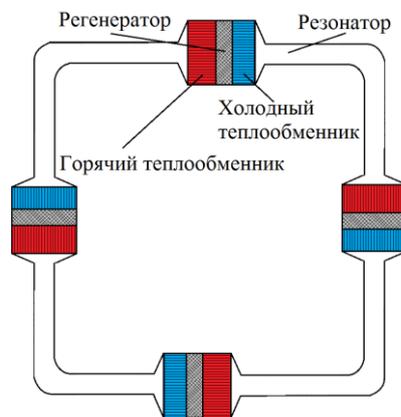


Рисунок 3.1 - Четырёхступенчатый двигатель с бегущей волной

Каждая из ступеней состоит из горячего теплообменника, к которому подводится тепловая энергия, холодного теплообменника, от которого отводится тепловая энергия и регенератора, который находится между теплообменниками. Ступени соединены друг с другом при помощи медных труб – акустических резонаторов (рисунок 3.2).

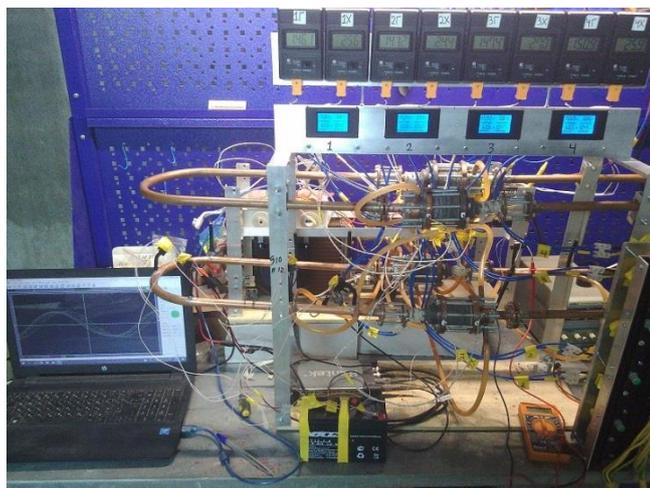


Рисунок 3.2 - Внешний вид экспериментального стенда

На рисунке 3.3 представлено схематичное изображение ступени двигателя, участвовавшего в эксперименте.

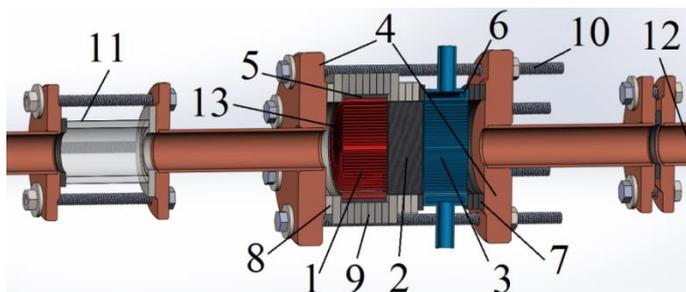


Рисунок 3.3 - Ступень экспериментального двигателя в разрезе. 1 – горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – соединительные фланцы, 5 – нихромовая спираль нагревателя, 6 – цилиндрический канал для охлаждающей жидкости, 7 – паронитовая прокладка - сепаратор, 8 – асбестовая прокладка - сепаратор, 9 – асбестовые прокладки - теплоизоляторы, 10 – болтовые соединения, 11 – трубка из кварцевого стекла, 12 – резонатор, 13 – место подсоединения термопары

При разработке конструкции двигателя основной задачей было обеспечить возможность быстрой замены и изменения размеров теплообменного аппарата, а также изменение его положения внутри ступени. Для этой цели большая часть корпуса ступени была составлена из паронитовых прокладок в местах с низкой температурой и прокладок из прокладочного асбестового картона в местах с высокой температурой. Получившаяся стопка из прокладок и теплообменников

была зажата между фланцами с помощью болтовых соединений для скрепления конструкции и придания ей герметичности. Изменяя число прокладок можно изменять длину корпуса ступени в необходимом месте и тем самым изменять расположение теплообменников внутри ступени. Получившаяся конструкция предназначена для работы с атмосферным давлением газа внутри двигателя.

На рисунке 3.4 показан холодный теплообменник в разрезе.

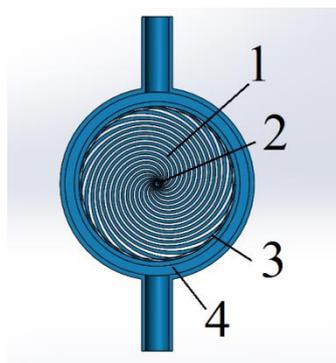


Рисунок 3.4 - Холодный теплообменник в разрезе. 1 – спиральные пластины, 2 – стержень, закрывающий отверстие между пластинами по центру, 3 – слой герметика, скрепляющий пластины, 4 – цилиндрический канал для циркуляции воды

Теплообменник состоит из медных пластин согнутых по спирали Архимеда на один оборот. Такая форма пластин призвана обеспечить более равномерное распределение потоков газа по площади поперечного сечения теплообменника и таким образом, повысить его тепловую мощность. При этом расстояние между пластинами в центральной части отличается от расстояния между пластинами на периферии теплообменника не более чем на 15 %. Благодаря небольшому диаметру теплообменника (32 мм) становится возможным отвод и подвод тепловой энергии через его боковую поверхность. В холодном теплообменнике спиральные пластины вставлены в кольцевой канал, по которому протекает охлаждающая вода и соединены с каналом при помощи слоя высокотемпературного герметика Grey 999 gasket maker толщиной около 0,5 мм. Герметик скрепляет пластины и улучшает термический контакт между пластинами и каналом охлаждения.

Конструкция горячего теплообменника аналогична конструкции холодного, только вместо канала охлаждения по периметру расположена спираль из

нихромовой проволоки, для его нагрева. Для теплоизоляции горячий теплообменник помещен внутрь стопки прокладок из асбестового прокладочного картона.

Для уменьшения тепловых потерь через корпус резонатора, со стороны горячего теплообменника была сделана вставка из кварцевого стекла с длиной 30 мм и внутренним диаметром 17 мм.

Регенератор представляет собой стопку из 30 сеток из нержавеющей стали с диаметром проволоки 0,2 мм и расстоянием между проволоками 0,67 мм.

Каждый из четырёх резонаторов, соединяющих ступени представляет собой круглую медную трубу с внутренним диаметром 13 мм, согнутую ровно посередине на 180 градусов с радиусом изгиба 205 мм. Таким образом, длина двух прямых концевых участков резонатора, соединенных со ступенью составляют по 414 мм каждый и между ними находится изогнутый участок длиной 322 мм. В сумме, длина резонатора от внутренней поверхности горячего фланца одной ступени, до внутренней поверхности холодного фланца другой ступени составляет 1,15 метра.

Целью экспериментального исследования было определить минимальную длину полостей между теплообменниками и торцевыми поверхностями фланцев ступени (рисунок 3.5).

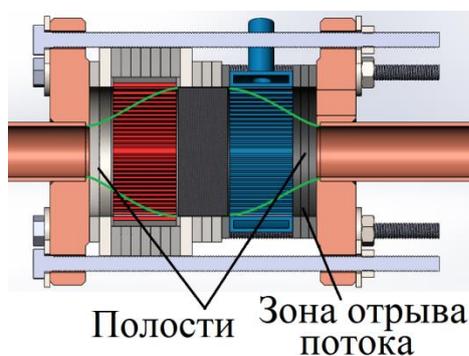


Рисунок 3.5 - Расположение исследуемых полостей. Зелёными линиями отмечены предполагаемые линии тока газа

Площадь поперечного сечения корпуса ступени больше чем площадь поперечного сечения резонатора. Как было сказано ранее, это сделано для уменьшения вязкостных потерь в теплообменном аппарате и улучшения массогабаритных характеристик. При этом при протекании газа из полости резонатора в полость ступени и обратно, возникают дополнительные

гидравлические потери по причине резкого изменения диаметра корпуса [55]. Помимо этого, возникает неравномерность колебательной скорости газа в теплообменниках по их площади поперечного сечения. В центре теплообменника колебательная скорость оказывается больше, а по периметру меньше. Чтобы уменьшить неравномерность колебательной скорости в теплообменниках и снизить гидравлические потери, переход между маленьким и большим диаметром изготавливают в виде конуса [56], либо делают полость между торцевой поверхностью ступени и теплообменником [47].

Для численного расчета уравнений термоакустики существует программа DeltaEC. В данной программе можно учесть турбулентные эффекты в трубах и конусах, но нельзя смоделировать неравномерное распределение колебательной скорости по поперечному сечению теплообменников и связанные с этим эффекты [24]. Основной целью данной работы было определить зависимость параметров двигателя от длины полостей между теплообменниками и соединительными фланцами ступени. Если убрать полости и расположить теплообменники вплотную с фланцами, то при этом неравномерность колебательной скорости в них будет максимальной. При увеличении длины полостей уменьшается неравномерность колебательной скорости, и теплообменники работают более эффективно, но при этом ухудшаются массогабаритные показатели [57]. Таким образом, важно определить минимальную длину данных полостей.

3.1.2 Условия проведения экспериментов с ТАД

В качестве рабочего тела в двигателе использовался воздух с атмосферным давлением. Во всех экспериментах двигатель работал без акустической нагрузки.

Параметры двигателя, которые были неизменны в ходе экспериментов, занесены в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 Неизменные в ходе экспериментов параметры

Элемент	Диаметр, мм	Длина, мм	Пористость	Гидравлический радиус, мм	Расстояние между пластинами
Горячий теплообменник	32	16	0,5	-	0,5
Холодный теплообменник	32	16	0,5	-	0,5
Регенератор	33	12,5	0,766	0,164	-
Резонатор	13	1150	1	3,25	-

Пористость теплообменников – это отношение площади поперечного сечения, занимаемой газом ко всей площади поперечного сечения теплообменника. Толщина пластин теплообменников и расстояние между пластинами равны друг другу, по этому пористость равна 0,5.

Пористость регенератора вычислялась по формуле [24]:

$$\phi = 1 - \frac{\pi m d_{wire}}{4} \quad (3.1)$$

Здесь m – количество проволок на единицу длины сетки, допустим на метр, тогда d_{wire} – диаметр проволоки в метрах.

Гидравлический радиус регенератора вычислялся по формуле [24]:

$$r_h = d_{wire} \frac{\phi}{4(1-\phi)} \quad (3.2)$$

Глубина термического проникновения δ_k в экспериментах была около 0,38 мм, а глубина вязкостного проникновения δ_v около 0,32 мм. Таким образом, гидравлический радиус пор регенератора был в 2,3 раза меньше чем δ_k .

В ходе экспериментов измерялись такие параметры как: электрическая мощность нагрева каждого горячего теплообменника с помощью четырёх ваттметров Peasefair DC 6.5 – 100 В, колебания давления в 7 различных точках резонатора и частота акустических колебаний с помощью дифференциальных датчиков давления MPX5050DP, а также температура каждого из теплообменников с помощью 8 термопар типа К, подключенных к электронным термометрам ТМ-902С. Термопары были прикреплены к теплообменникам при помощи

высокотемпературного герметика Grey 999 gasket maker ровно посередине между их центром и внешним диаметром со стороны противоположной относительно регенератора.

Были проведены эксперименты с четырьмя различными расстояниями между теплообменниками и соединительными фланцами ступени. Расстояние увеличивалось путем увеличения количества асбестовых прокладок с горячей стороны и паронитовых прокладок с холодной между теплообменниками и фланцами.

Таблица 3.2 Расстояния между торцевыми поверхностями ступени (фланцами) и теплообменниками в экспериментах.

Параметр	Эксперимент №1	Эксперимент №2	Эксперимент №3	Эксперимент №4
Расстояние между горячим теплообменником и фланцем $L_{n.g.}$, мм	6	8,5	11	13,5
Расстояние между холодным теплообменником и фланцем $L_{n.x.}$, мм	6	8	10	12

В эксперименте №1 измерение температур теплообменников и колебаний давления производилось при 10 различных величинах подводимой тепловой мощности двигателя $W_{менл}$, в диапазоне от 88,8 до 480,4 Вт. В экспериментах №2, №3 и №4 измерения проводились при 3-х различных величинах подводимой тепловой мощности в аналогичном диапазоне. При изменении $W_{менл}$ должно пройти некоторое время для достижения теплового баланса всей системы. Для того чтобы определить состояние теплового баланса для данной тепловой мощности $W_{менл}$, измерения проводились сначала с последовательным увеличением тепловой мощности, а затем с уменьшением, проходя по одним и тем же значениям $W_{менл}$. Между двумя последовательными измерениями делалась пауза в 25 минут для приближения к тепловому балансу, в течение которых с интервалом 5 минут проводились измерения параметров двигателя. На рисунке 3.6 показан пример такого измерения.

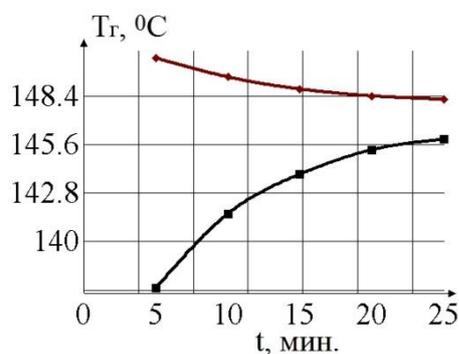


Рисунок 3.6 - Температура горячего теплообменника при приближении к тепловому балансу (верхний график – при проходе «вниз», нижний график – при проходе «вверх»)

Температурой, при которой наступает тепловой баланс, считалась средняя температура между верхним графиком и нижним (рисунок 3.6) в момент времени 25 минут.

3.1.3 Результаты экспериментальных исследований ТАД

Измерение колебаний давления производилось с помощью 7 датчиков, расположенных на одном из резонаторов на расстояниях 155, 265, 435, 585, 735, 910 и 1020 мм от торцевой поверхности ступени со стороны горячего теплообменника.

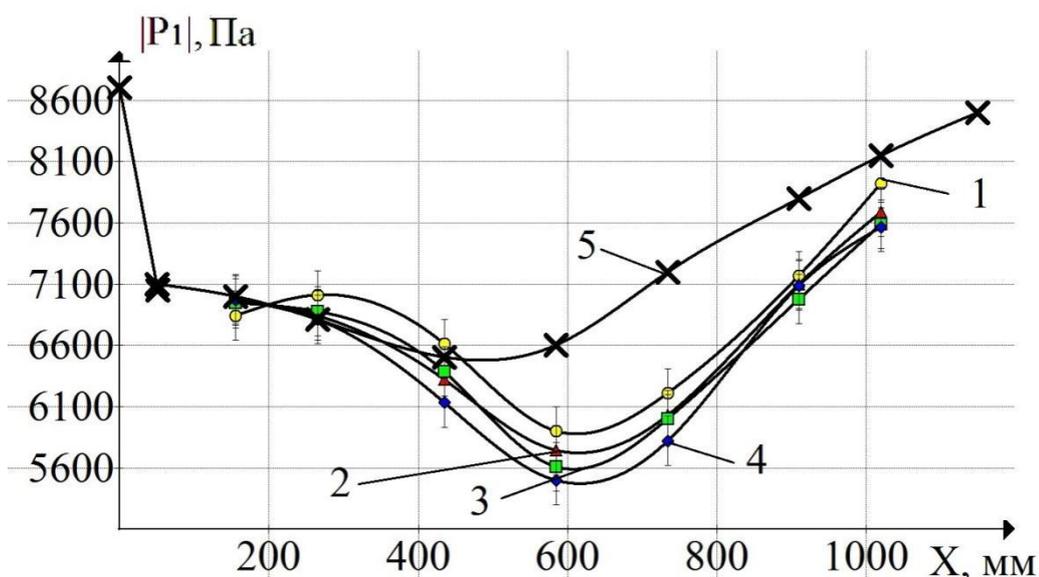


Рисунок 3.7 - Распределение амплитуды колебаний давления $|P_1|$ по длине резонатора X в разных экспериментах. 1, 2, 3, 4 – графики соответствующие

порядковым номерам экспериментов, 5 – график на основе численного моделирования в Delta EC

На рисунке 3.7 мы видим характерное распределение амплитуды колебаний давления $|P_1|$ по длине резонатора. Мощность подводимой тепловой энергии к двигателю здесь 480 Вт, температура горячих теплообменников $T_r = 230$ °С, а холодных $T_x = 70$ °С. Амплитуда колебаний давления со стороны горячего теплообменника меньше, чем со стороны холодного и к тому же присутствует провал амплитуды в центре [58]. Если бы в резонаторе была бегущая волна, то ожидалось бы плавное уменьшение $|P_1|$ по мере увеличения расстояния от горячего теплообменника из-за затухания волны при распространении по резонатору. Однако мы этого не наблюдаем. Реальное распределение $|P_1|$, объясняется тем, что разность фаз между колебаниями скорости и давления в резонаторе не равно 0 градусов как в бегущей волне, а достигает значений в 35 градусов (по результатам расчётов в DeltaEC), то есть это сумма бегущей и стоячей волн. Стоячая компонента возникает при отражении волны от поверхностей теплообменников и торцевых поверхностей ступеней. Бегущая волна присутствует только внутри ступеней двигателя.

Частота акустических колебаний зависит от длины корпуса двигателя. Для волны, распространяющейся в кольцевом волноводе постоянного поперечного сечения и без теплообменников внутри, частоту колебаний можно рассчитать, поделив скорость звука в газе на длину корпуса. Прделаем такой оценочный расчет для данного двигателя. Скорость звука в воздухе при средней температуре в двигателе 90 °С составляет 382 м/с, длина корпуса 4,9 м. Частота колебаний получается 78 Гц.

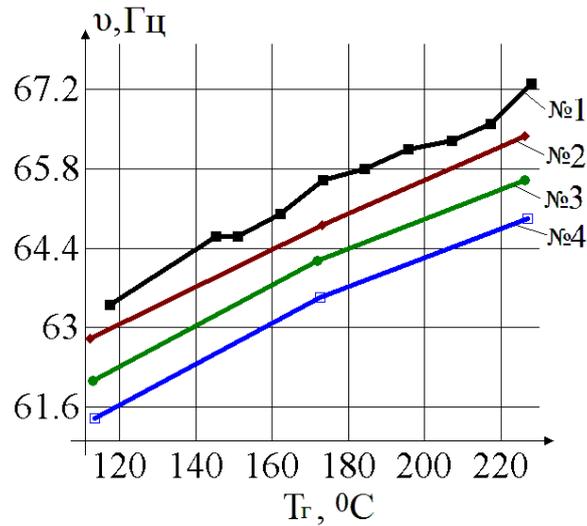


Рисунок 3.8 - Зависимость частоты колебаний ν от средней температуры горячих теплообменников T_g . №1, №2, №3, №4 – порядковые номера экспериментов

Измеренные значения представлены на рисунке 3.8. Видно, что наличие теплообменников внутри корпуса, а также утолщения корпуса в местах установки теплообменников понижают частоту колебаний ν относительно оценочной частоты 78 Гц до значений 63,4 – 67,3 Гц. Увеличение ν с ростом температуры горячих теплообменников обусловлено увеличением средней температуры воздуха в двигателе и соответственно увеличением скорости звука в нем. В каждом следующем эксперименте частота колебаний уменьшалась по причине увеличения длины корпуса за счет увеличения расстояний $T_{п.г.}$ и $T_{п.х.}$ между теплообменниками и фланцами ступени.

Мощность акустической волны в резонаторе вычислялась при помощи программы DeltaES. С ее помощью производилось интегрирование уравнений Ротта для резонатора. Для расчета мощности необходимо знать амплитуды колебаний давления $|P_1|$ и объемного расхода $|U_1|$, а также разность фаз $\Delta\varphi_{PU}$ между колебаниями давления и объемного расхода. Допустим, амплитуда колебаний давления в данной точке известна благодаря датчику давления, остаются неизвестными $|U_1|$, $\Delta\varphi_{PU}$. Параметры l , c , r_v , r_k в уравнениях (3.3-3.4), можно вычислить, зная физические свойства газа, диаметр резонатора и частоту акустических колебаний. Получается система из двух уравнений (3.3-3.4) с двумя

неизвестными. Зная амплитуды давления еще в двух других точках резонатора и подставляя их в качестве граничных условий системы уравнений, становится возможным ее решить. Для решения системы уравнений численно в программе DeltaEC необходимо задать в блоке begin давление накачки P_m , частоту колебаний ν , температуру газа в резонаторе и его геометрические размеры, а также амплитуды колебаний давления в 3-х точках резонатора. Три амплитуды колебаний давления нужно поставить как target – цели расчета, а начальную амплитуду колебаний давления, объемного расхода и разность фаз между ними в блоке begin как guess – то есть изменяемый, угадываемый параметр. Таким образом, с помощью трех датчиков давления, можно рассчитать мощность акустической волны с учетом потерь на трение и термическую релаксацию при любой разности фаз между колебаниями давления и скорости газа. Точность данного метода должна возрастать с увеличением расстояния между датчиками. Поэтому в данной работе для расчетов брались данные с крайних датчиков на резонаторе и со среднего. Результаты расчетов представлены на рисунке 3.9:

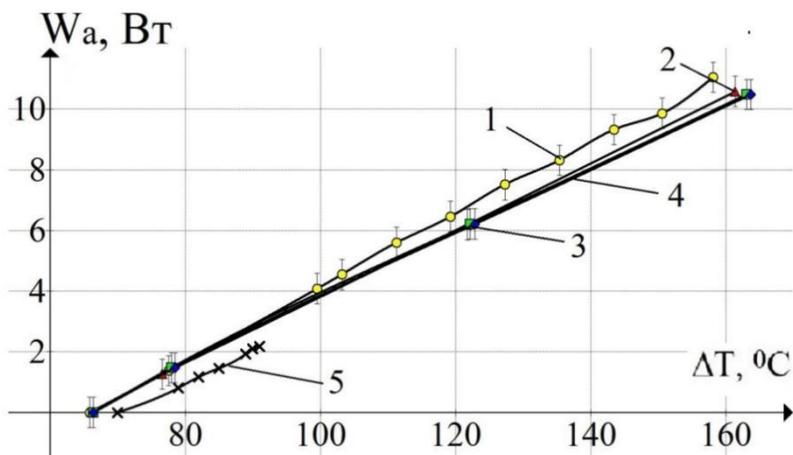


Рисунок 3.9 - Зависимость акустической мощности в начале резонатора W_a (на выходе из горячего теплообменника) от среднего перепада температур между горячими и холодными теплообменниками ΔT . 1, 2, 3, 4 – порядковые номера экспериментов. 5 – график, построенный для двигателя Aster Thermoacoustics на основе данных из статьи [22]

Зависимость W_a от ΔT линейная. Максимальная мощность акустической волны наблюдалась в первом эксперименте с расстояниями между теплообменниками и торцевыми фланцами равными 6 мм и достигала 11 Вт при $\Delta T = 158$ °С. С увеличением данных расстояний акустическая мощность снижалась.

Для сравнения результатов с данными других авторов была использована работа [22], в которой было проведено исследование аналогичного двигателя, за исключением размера и некоторых других особенностей. Мощность двигателя пропорциональна площади поперечного сечения теплообменных аппаратов. Площадь поперечного сечения теплообменников и регенератора у двигателя в статье [22] в 28 раз больше, чем площадь у исследуемого двигателя. Поэтому для того чтобы сравнить двигатель большей мощности с двигателем меньшей, мощность большого двигателя была поделена на 28 и представлена на рисунке 3.9.

Двигатель, обозначенный на графике как Aster 1, имеет меньшую мощность на единицу площади поперечного сечения теплообменников во всем диапазоне температур вероятнее всего из-за того, что в данном двигателе были использованы в качестве теплообменников автомобильные радиаторы отопителя, у которых расстояние между пластинами намного больше, чем 0,5 мм (намного больше, чем у теплообменников в данной работе). К тому же гидравлический радиус регенератора составляет 50 мкм, то есть в 7,6 раза меньше чем δ_k , что увеличивает вязкостные потери по сравнению с двигателем, исследуемым в данной работе.

3.2 Двухнаправленная импульсная турбина

3.2.1 Принцип работы двухнаправленной турбины

Двухнаправленная импульсная турбина может применяться для выработки электроэнергии из энергии морских волн [59-61], а также для преобразования акустической энергии в электрическую в термоакустических генераторах [62] или в выхлопных системах ДВС. Однонаправленная одноступенчатая паровая или газовая турбина имеет в составе своей конструкции один сопловой аппарат (СА),

расположенный на входе потока газа в турбину [63]. У двунаправленной импульсной одноступенчатой турбины в конструкции должно быть два СА [64]. Один на входе потока в турбину, другой точно такой же на выходе потока из ротора. С изменением направления течения газа на противоположное, входной СА становится выходным, а выходной соответственно входным. Наличие двух СА позволяет турбине вращаться в одном и том же направлении независимо от направления потока газа. При этом выходной СА создаёт паразитный перепад давления, что уменьшает КПД турбины. Попытаться уменьшить паразитный перепад давления относительно перепада давления на всей турбине можно при помощи увеличения количества ступеней турбины, как это предложили сделать в компании Aster Thermoacoustics [65]. Например, при увеличении числа ступеней до двух, паразитный перепад давления будет только на одном СА из трёх, тогда как у одноступенчатой турбины на одном СА из двух. Для принятия решения об увеличении числа ступеней, необходимо знать величину паразитного перепада давления относительно перепада давления на всей турбине.

Рассмотрим осевую двунаправленную импульсную турбину (рисунок 3.10).

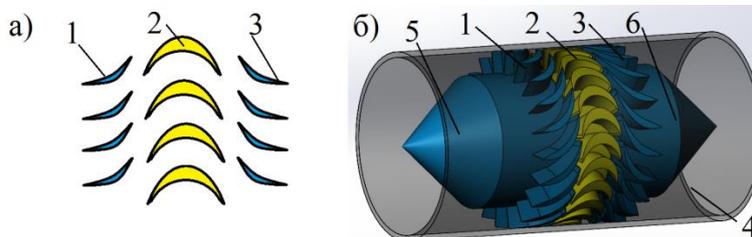


Рисунок 3.10 - Конструкция осевой двунаправленной импульсной турбины. а)

Профиль лопаток статора и лопаток ротора. б) Внешний вид турбины, установленной в акустическом резонаторе. 1 – входной сопловой аппарат, 2 – лопатки ротора, 3 – выходной сопловой аппарат, 4 – акустический резонатор, 5 – входной обтекатель, 6 – выходной обтекатель

Основными элементами турбины являются лопатки входного соплового аппарата, ротора и выходного соплового аппарата, причём какие лопатки входные, а какие выходные зависит от направления потока в данный момент. Если убрать сопловой аппарат на выходе из ротора, то данная турбина ничем принципиально не

будет отличаться от обычной паровой или газовой осевой одноступенчатой турбины. Однако для работы в переменном потоке необходимы оба сопловых аппарата.

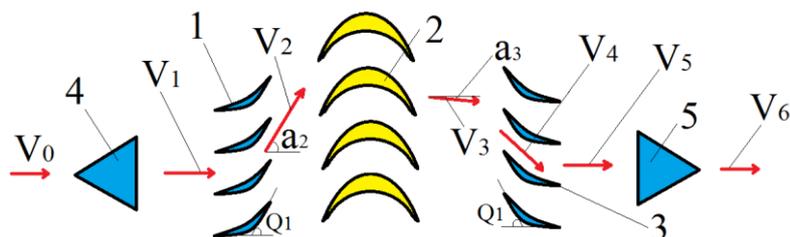


Рисунок 3.11 - Распределение скоростей при движении газа через турбину. 1 – входной сопловой аппарат, 2 – лопатки ротора, 3 – выходной сопловой аппарат, 4 – входной обтекатель, 5 – выходной обтекатель. $\vec{V}_0, \vec{V}_1, \vec{V}_2, \vec{V}_3, \vec{V}_4, \vec{V}_5, \vec{V}_6$ - абсолютные скорости газа перед входным обтекателем, после входного обтекателя, на выходе из входного соплового аппарата, на входе в выходной сопловой аппарат, перед выходным обтекателем, после выходного обтекателя соответственно. Q_1 – угол загиба лопаток сопловых аппаратов. a_2, a_3 – углы отклонения векторов абсолютной скорости газа от оси турбины на выходе из входного соплового аппарата и на входе в выходной сопловой аппарат соответственно

Для понимания процессов, происходящих в турбине, рассмотрим случай работы при постоянном потоке газа, текущем в одном направлении. Пренебрежём неоднородностью профиля скорости газа в поперечном сечении каналов турбины и наличием вязкостного трения.

Процесс прохождения газа через двунаправленную импульсную турбину можно разбить на 5 отдельных этапов (рисунок 3.11): прохождение входного обтекателя, входного соплового аппарата, ротора, выходного соплового аппарата, выходного обтекателя.

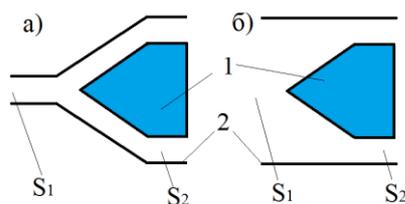


Рисунок 3.12 - Обтекатель в корпусе. а) диаметр турбины больше диаметра акустического резонатора. б) диаметр турбины равен диаметру акустического резонатора. 1 – входной обтекатель турбины, 2 – корпус, S_1 – площадь поперечного сечения трубы, S_2 - площадь поперечного сечения канала на входе в сопловой аппарат

Допустим, на входе в турбину газ имеет скорость \vec{V}_0 . Изменение скорости газа при прохождении входного обтекателя зависит от соотношения между площадью поперечного сечения трубы на входе в турбину S_1 и площадью поперечного сечения цилиндрического канала между трубой и обтекателем S_2 на входе в сопловой аппарат турбины (рисунок 3.12). Если $S_1 < S_2$, то турбина на входе представляет собой диффузор и газ замедляется, если $S_1 > S_2$, то тогда на входе получается конфузор и газ ускоряется. Скорость газа $|\vec{V}_1|$ после прохождения обтекателя можно вычислить по формуле для сопла Лавалья [66]:

$$|\vec{V}_1| = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{R}{M} (T_0^* - T_1)}. \quad (3.3)$$

Здесь k – показатель адиабаты, R – универсальная газовая постоянная, M – молярная масса газа, T_0^* - температура торможения на входе в обтекатель, T_1 – температура газа на выходе из обтекателя. Температуру торможения T_0^* можно найти по формуле:

$$T_0^* = T_0 + \frac{\vec{V}_0^2}{2c_p}. \quad (3.4)$$

Здесь T_0 – температура газа на входе в обтекатель, c_p – удельная теплоёмкость газа при постоянном давлении. Температура газа на выходе из обтекателя определяется формулами:

$$T_1 = T_0^* * \beta_1^{(k-1)/k}, \quad (3.5)$$

$$\beta_1 = \frac{P_1}{P_0^*}, \quad (3.6)$$

где P_1 – статическое давление на выходе из обтекателя, P_0^* – давление торможения (полное давление) на входе в обтекатель.

$$P_0^* = P_0 + \frac{\rho_0 \bar{V}_0^2}{2}. \quad (3.7)$$

P_0 – статическое давление на входе в обтекатель, ρ_0 – плотность газа на входе в обтекатель.

Это общий случай, но так как перепад давления на обтекателе при использовании в термоакустическом двигателе крайне мал, то можно пренебречь сжимаемостью газа и использовать уравнение для несжимаемой жидкости. В таком случае расчёт скорости $|\vec{V}_1|$ упрощается:

$$|\vec{V}_1| = \frac{S_1}{S_2} |\vec{V}_0| \quad (3.8)$$

После прохождения входного обтекателя газ на скорости \vec{V}_1 попадает во входной сопловой аппарат. Чем больше угол загиба лопаток соплового аппарата Q_1 и чем ближе лопатки друг к другу, тем меньше площадь поперечного сечения сопел на выходе относительно площади поперечного сечения на входе. На лопатках входного соплового аппарата возникает перепад давления, и газ разгоняется при движении через них. Скорость истечения газа из сопел намного меньше скорости звука, так как амплитуда колебаний давления в термоакустическом двигателе обычно не превышает 10 % от среднего давления за период [14]. Таким образом, давление на входе в турбину не может превышать более чем на 10 % давление на выходе из турбины. Это очень маленький перепад давления по сравнению с типичным перепадом давления на ступени паровой или газовой турбины, на которых это значение может составлять 200 % и более. В обычной турбине скорость газа на выходе из сопловой решётки может в десятки раз превосходить скорость на входе. У двунаправленной турбины в термоакустическом двигателе по причине низкого перепада давления, скорость на выходе из соплового аппарата одного порядка величины со скоростью на входе.

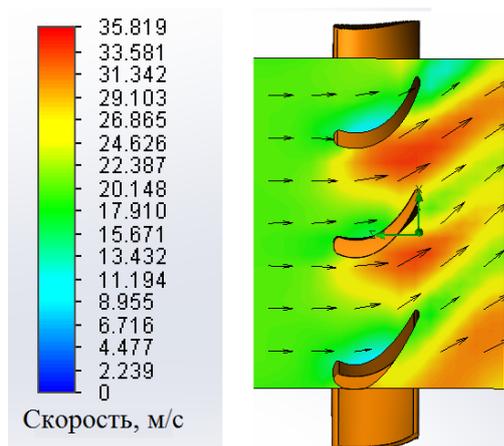


Рисунок 3.13 - Поле скоростей газа при прохождении через входной сопловой аппарат

Газ выходит из соплового аппарата со скоростью \vec{V}_2 под углом α_2 относительно оси турбины. Затем газ входит в ротор, который можно рассматривать как вращающийся сопловой аппарат. По причине низкого перепада давления, в двунаправленной турбине невозможно добиться нулевой степени реактивности. На лопатках ротора присутствует перепад давления, и газ дополнительно разгоняется, проходя через них. При прохождении через ротор газ совершает поворот, изменяет свой момент импульса, что приводит к возникновению крутящего момента на нём. При увеличении частоты вращения ротора тангенциальная скорость газа на выходе из ротора $\vec{V}_{3т}$ начинает уменьшаться, а осевая скорость $\vec{V}_{3н}$ не изменяется. Это приводит к тому, что угол α_3 между вектором скорости газа на выходе из ротора \vec{V}_3 и осью турбины уменьшается и при максимальной частоте вращения вектор \vec{V}_3 становится практически сонаправлен с осью турбины. КПД ротора можно определить по формуле [60]:

$$\eta_p = \frac{T\omega}{\Delta P_p Q_p}, \quad (3.9)$$

где T – крутящий момент ротора, ω – круговая частота вращения, ΔP_p – перепад давления на роторе, Q_p – объёмный расход газа на входе в ротор. Таким образом, для достижения наибольшего КПД ротор должен как можно сильнее изменять момент импульса газа, при наименьшем перепаде давления на нём и соответственно наименьшей гидравлической мощности, точно также как и сопловой аппарат.

На выходе из ротора поток встречается с выходным сопловым аппаратом. Выходной сопловой аппарат полностью аналогичен входному, поэтому газ второй раз проходит через точно такой же сопловой аппарат, только теперь в обратном направлении и с другим углом между скоростью газа и осью турбины. Из этого следует, что перепад давления присутствует как на входном, так и на выходном сопловом аппарате.

Можно сделать вывод, что в отличие от обычной турбины в двунаправленной импульсной турбине перепад давления и потери присутствуют как на входном, так и на выходном сопловом аппарате. Из этого следует, что эффективность двунаправленной турбины при прочих равных параметрах всегда будет ниже обычной, так как у обычной турбины второй сопловой аппарат попросту отсутствует и, следовательно, отсутствуют гидравлические потери на нём. К тому же в двунаправленной турбине сопловой аппарат должен максимально эффективно работать как при прямом движении газа, так и при обратном, что также снижает максимально возможный КПД.

Таким образом, при движении газа через двунаправленную турбину на всей турбине возникает перепад давления. Плотность газа перед турбиной становится больше, чем за турбиной. Если площади поперечного сечения корпуса турбины на входе и на выходе равны, то из условия постоянства массового расхода G следует равенство (3.10):

$$V_6 = V_0 \frac{\rho_0}{\rho_6}, \quad (3.10)$$

где V_0 , ρ_0 – скорость газа и плотность перед входным обтекателем турбины, V_6 , ρ_6 – скорость газа и плотность после входного обтекателя турбины (обозначения, соответствующие рисунку 3.11). Так как ρ_0 немного больше, чем ρ_6 , то газ на выходе из турбины имеет немного большую скорость, чем на входе. Таким образом, нельзя сказать, что двунаправленная импульсная турбина преобразует кинетическую энергию потока газа, поступающего на входе в механическую энергию, так как газ, проходя через турбину ускоряется. На самом деле, как и обычная однонаправленная осевая турбина, двунаправленная турбина сначала преобразует перепад давления на сопловом аппарате в кинетическую энергию газа, а

уже затем преобразует кинетическую энергию в механическую энергию движения ротора.

КПД турбины. Рассмотрим основные факторы, которые влияют на эффективность работы турбины. Как и у обычной турбины, так и у двунаправленной, эффективность увеличивается с увеличением габаритов. На это есть несколько причин. Во первых с увеличением диаметра лопаток турбины уменьшаются относительные утечки газа через ротор. Виной тому ограничение в минимальном зазоре между лопатками ротора и корпусом турбины. Если при диаметре турбины 500 мм зазор в 0,5 мм составляет лишь 0,1 % от диаметра, то при диаметре 50 мм это уже 1 % и соответственно доля газа, идущего в обход лопаток ротора и не участвующего в процессе, тоже возрастает примерно в 10 раз. Второй фактор – это уменьшение доли потока вязкостно взаимодействующего с лопатками турбины. При увеличении размеров турбины величина пограничного слоя не увеличивается, а размеры каналов между лопатками увеличиваются, что приводит к увеличению относительных размеров ядра потока, не испытывающего трения о стенки, а это в свою очередь приводит к уменьшению потерь на трение. И третий фактор – это уменьшение неоднородности профиля скорости газа в поперечном сечении каналов турбины с увеличением габаритов. Более длинные лопатки и меньшая относительная величина пограничного слоя приводит к выравниванию профиля скорости потока, что так же увеличивает эффективность.

Вместе с тем, даже при достаточно больших размерах двунаправленной турбины (диаметр 600 мм) при работе на воздухе под атмосферным давлением, при выработке электроэнергии из энергии колебаний морских и океанских волн, эффективность едва превышает 45 % [67]. При этом эффективность ступени обычной паровой или газовой осевой турбины аналогичного диаметра может превышать 90 % [68-69].

Рассмотрим причины такой низкой эффективности. Характерный период колебаний морских и океанских волн составляет единицы и десятки секунд, поэтому можно рассматривать поток воздуха, проходящий через турбину как стационарный в каждый отдельный момент времени, чтобы провести сравнение с обычной

турбиной без учёта особенностей, связанных с переменным потоком. Первая причина низкой эффективности – это наличие двух сопловых аппаратов вместо одного, как было сказано ранее. Вторая причина – это слишком маленький перепад давления на ступени турбины и соответственно низкая удельная мощность. В турбине существуют потери, которые практически не уменьшаются с уменьшением удельной мощности. Например, трение в подшипниках зависит только от частоты вращения ротора и не зависит от мощности турбины. Таким образом, для того, чтобы уменьшить долю таких потерь относительно выходной мощности турбины необходимо повысить её удельную мощность.

В случае применения турбины в термоакустическом двигателе, увеличить удельную мощность путём увеличения перепада давления на ступени турбины и, соответственно, увеличением скорости истечения газа из сопел, не представляется возможным, так как термоакустический двигатель не способен создавать перепад давления более 10 %. Также есть способ увеличения удельной мощности путём увеличения плотности газа, то есть путём повышения давления. Именно такой способ реализуется в термоакустических устройствах.

Многоступенчатая двунаправленная импульсная турбина. При проектировании обычной паровой или газовой турбины прибегают к увеличению числа ступеней по причине необходимости снизить перепад давления на каждом отдельном сопловом аппарате. При слишком большом перепаде давления на сопловом аппарате скорость потока на выходе из сопел значительно превышает скорость звука, что приводит к дополнительным потерям в турбине. К тому же добавление числа ступеней снижает рабочую частоту вращения ротора, что положительно сказывается на ресурсе подшипников [68].

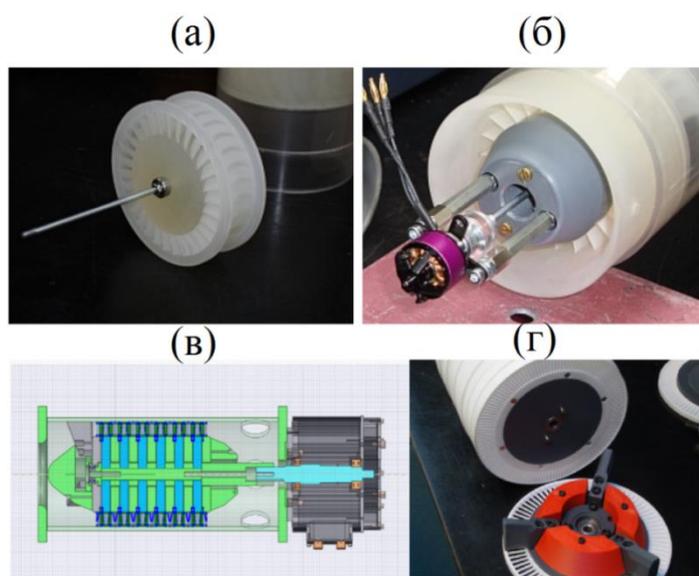


Рисунок 3.14 - Одноступенчатая (а), (б) и многоступенчатая (в), (г) двунаправленные импульсные турбины компании Aster Thermoacoustics [65]

При проектировании двунаправленной импульсной турбины также есть причины, по которым имеет смысл увеличить число ступеней. Подобные эксперименты проводились компанией Aster Thermoacoustics (рисунок 3.14). В отличие от обычных паровых и газовых турбин в двунаправленной турбине, работающей в термоакустическом двигателе, нет необходимости уменьшать перепад давления на сопловом аппарате, так как он и без этого крайне маленький. В тоже время в одноступенчатой двунаправленной турбине перепад давления присутствует как на входном, так и на выходном сопловом аппарате, причём оба перепада давления примерно равны по величине. Таким образом, для создания полезной мощности турбина использует только половину доступного перепада давления. На рисунке 3.15 промежуточный сопловой аппарат, расположенный между роторами, имеет иной профиль лопаток, нежели входной и выходной сопловые аппараты, так как он должен разгонять газ под углом к оси турбины при движении газа, как в прямом, так и в обратном направлении.

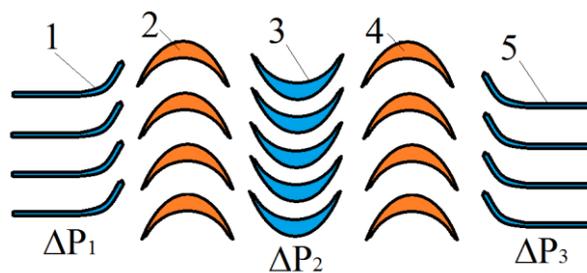


Рисунок 3.15 - Многоступенчатая двунаправленная импульсная турбина. 1- входной сопловой аппарат, 2 – первый ротор, 3-промежуточный сопловой аппарат, 4 – второй ротор, 5 – выходной сопловой аппарат

Увеличение числа ступеней способно уменьшить величину перепада давления на выходном сопловом аппарате ΔP_3 относительно перепада давления на всей турбине, что может привести к увеличению эффективности турбины.

При неизменном массовом расходе газа через турбину увеличение числа ступеней приведёт к увеличению перепада давления на турбине. Таким образом, изменением числа ступеней можно подбирать необходимый для данного термоакустического двигателя перепад давления. Также добиться необходимого перепада давления можно путём изменения площади поперечного сечения сопловых аппаратов и соответственно изменения диаметра турбины. Такой способ ограничен, так как при уменьшении диаметра турбины происходит уменьшение её КПД и при низкой мощности турбины, для создания необходимого перепада давления, диаметр турбины может быть слишком маленьким, что не позволит добиться высокого КПД [70].

3.2.2 Экспериментальное исследование

двунаправленной турбины в постоянном потоке газа

На 3D принтере была напечатана экспериментальная двунаправленная турбина. Вид модели турбины в разрезе показан на рисунке 3.16. Печать производилась при помощи пластика PTEG. Модель турбины показана в упрощённом виде (не показан вал турбины, подшипники, внутренние детали электрогенератора). Все эксперименты производились с постоянным потоком воздуха, который входил в турбину через трубку Вентури и выходил через

выходной конус. Трубка Вентури состоит из конуса с большим диаметром 44 мм и малым диаметром 20 мм, а также прямого участка трубы диаметром 20 мм и длиной 65,3 мм. Длина конуса 27,45 мм, радиус кривизны боковой поверхности конуса 37,4 мм. Трубка Вентури необходима для измерения усреднённой по сечению скорости потока на входе v_1 . Для измерения статического давления в различных точках турбины сделаны отверстия для крепления трубок манометров (рисунке 3.16,а). Расстояния до точек подсоединения манометров показаны на рисунок 3.16,б. За трубкой Вентури расположен входной конус, внутри которого располагается электрогенератор. В качестве электрогенератора использовался бесколлекторный двигатель Maytech 2830 KV850 с максимальной электрической мощностью 187 Вт. Статор электрогенератора прикреплён к входному СА, а ротор к валу турбины.

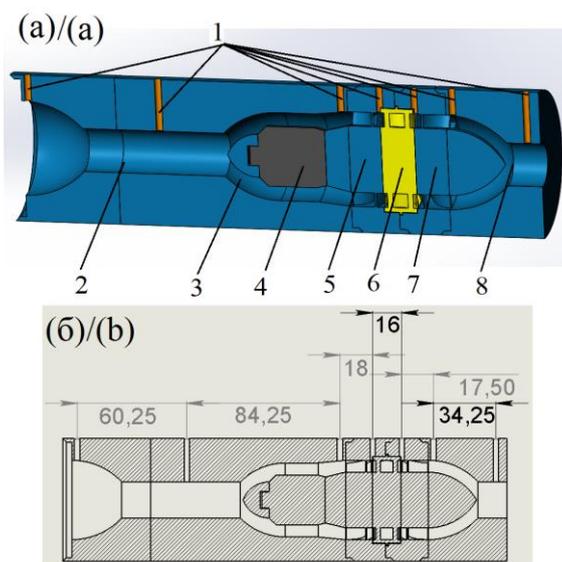


Рисунок 3.16 - Модель турбины в разрезе. (а) 3D модель: 1 – места подключения трубок манометров, 2 – трубка Вентури, 3 – входной конус, 4 – электрогенератор, 5 – входной сопловой аппарат, 6 – ротор, 7 – выходной сопловой аппарат, 8 – выходной конус. (б) Расстояния между трубками манометров

Внешний диаметр лопаток СА и лопаток ротора составляет 44 мм, а внутренний диаметр 30,8 мм. Угол загиба краёв лопаток относительно осевого направления – 60 градусов, как на роторе, так и на СА. На роторе расположено 20

лопаток, а на каждом СА по 12 лопаток (рисунок 3.17). По периметру ротора расположен обод, который совместно с выступом лабиринтного уплотнения уменьшает утечку воздуха через зазор между ротором и статором. Это особенно важно для турбин маленького диаметра, так как у них обычно большая величина зазора между ротором и статором относительно размеров самой турбины и соответственно большая утечка газа через зазор.

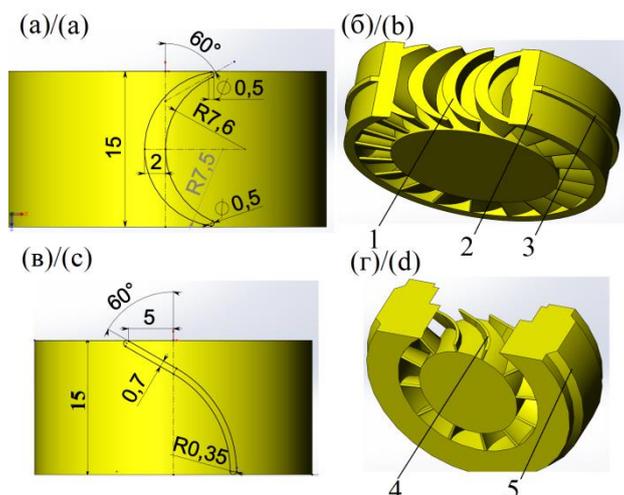


Рисунок 3.17. Форма лопаток ротора и соплового аппарата. (а) размеры лопатки ротора, (б) ротор в разрезе: 1 – лопатки, 2 – обод ротора, 3 – выступ лабиринтного уплотнения, (в) размеры лопатки соплового аппарата, (г) сопловой аппарат в разрезе: 4 – лопатки статора, 5 – корпус турбины

Внешний вид экспериментальной установки показан на рисунке 3.19. В отверстия в корпусе турбины были вставлены медные капиллярные трубки, ведущие к шести U – образным манометрам, заполненным водой. Перепад давления на различных элементах турбины определялся путём измерения уровня воды в U – образных трубках. Постоянный поток воздуха через турбину создавался при помощи промышленного пылесоса, присоединённого к поликарбонатной втулке с шестнадцатью отверстиями на боковой поверхности. Открывая и закрывая отверстия во втулке, производилась регулировка массового расхода газа через турбину. Турбина в разобранном виде показана на рисунке 3.18.



Рисунок 3.18. Экспериментальная двунаправленная импульсная турбина

Амплитуда колебаний давления в термоакустическом двигателе обычно не превышает 10% от среднего давления в цикле. При этом амплитуда колебаний давления на акустической нагрузке в несколько раз меньше максимальной амплитуды колебаний давления в двигателе. Максимальный перепад давления на турбине в экспериментах с постоянным потоком газа в данной работе составил около 6 % от величины атмосферного давления.

Частота вращения ротора измерялась путём подключения осциллографа к одной из фаз электрогенератора. Количество обмоток статора электродвигателя и количество магнитных полюсов ротора такое, что частота колебаний напряжения на фазе электрогенератора в 8 раз больше, чем частота вращения вала.

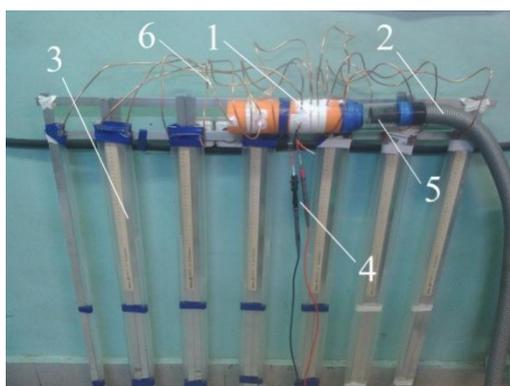


Рисунок 3.19. Экспериментальная установка [71]. 1 – турбина, 2 – шланг пылесоса, 3 – U – образный манометр, 4 – щупы осциллографа, 5 – устройство регулировки массового расхода газа, 6 – медные трубки манометров

Средняя по сечению скорость воздуха на входе в трубку Вентури v_1 определялась 3-мя различными методами. С помощью уравнения Бернулли (3.11-3.12), с помощью численного моделирования течения газа в трубке в программе SolidWorks Flow Simulation и при помощи анемометра AeroTemp 30.

$$\frac{\rho v_1^2}{2} + P_1 = \frac{\rho v_2^2}{2} + P_2 \quad (3.11)$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(P_1 - P_2)}{\rho \left(\left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right)}} \quad (3.12)$$

Здесь P_1 и P_2 – статические давления на входе в трубку Вентури и на выходе из трубки соответственно, усреднённая по сечению скорость воздуха на входе в трубку Вентури v_1 и на выходе из трубки v_2 , ρ – плотность газа (по причине малого перепада давления на трубке плотность считается одинаковой во всех точках трубки), A_1 , A_2 – площади поперечного сечения каналов на входе в трубку и на выходе из трубки соответственно.

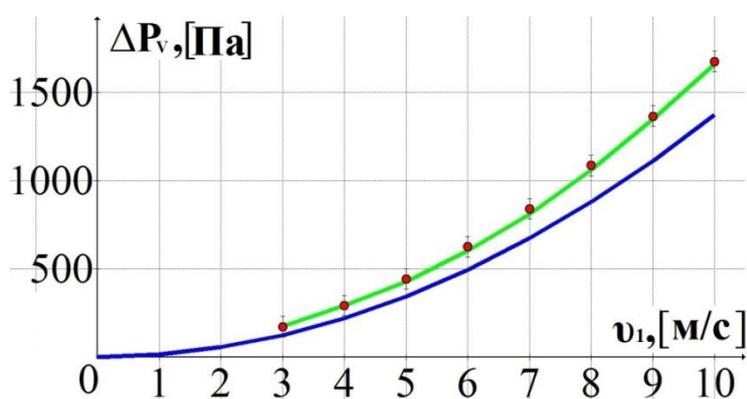


Рисунок 3.20. Зависимость перепада давления на трубке Вентури от средней по сечению скорости воздуха на входе в трубку Вентури v_1 : 1 – уравнение Бернулли, 2 – численное моделирование в SolidWorks Flow Simulation, 3 – точками обозначены показания анемометра

На графике (рисунок 3.20) можно видеть, что расчёт v_1 с использованием уравнения Бернулли имеет расхождение с результатами расчётов в SolidWorks и с

показаниями анемометра. Дополнительный расчёт трубки Вентури по методике расчёта сопла Лаваля для сжимаемого газа показал, что при использовании уравнения Бернулли отклонение от данных анемометра связано не со сжимаемостью газа (которую не учитывает уравнение Бернулли), а с тем, что уравнение Бернулли не учитывает взаимодействие газа со стенкой трубки. В дальнейшем в качестве v_1 для построения графиков брались данные анемометра.

В ходе экспериментов были произведены измерения перепадов давления на различных элементах турбины при различных v_1 , со свободно вращающимся ротором и с неподвижным ротором. Свободным считалось вращение без подключённой к генератору электрической нагрузки.

Результаты экспериментов. В эксперименте наблюдалось уменьшение перепада давления на входном СА, при увеличении частоты вращения ротора ω (рисунок 3.21,а). Вероятная причина данного эффекта заключается в том, что края лопастей ротора частично перекрывают газовые каналы на выходе СА и тем самым участвуют в создании перепада давления. При увеличении частоты ω уменьшается тангенциальная скорость газа относительно лопаток ротора. Газ сталкивается с передними кромками лопаток ротора на меньшей скорости, что приводит к снижению перепада давления на входном СА.

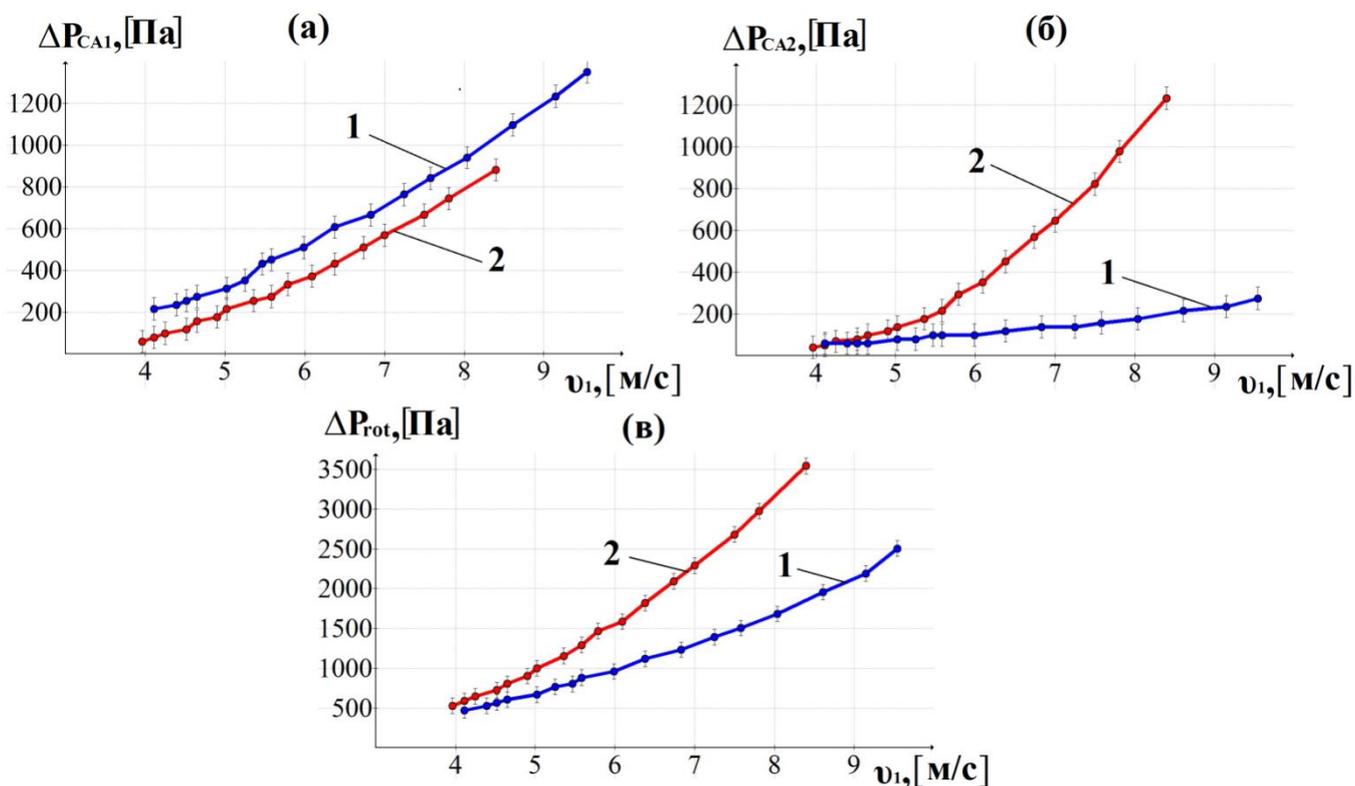


Рисунок 3.21. Зависимость перепада давления от средней по сечению скорости потока на входе: (а) входной сопловой аппарат, (б) выходной сопловой аппарат, (в) ротор. 1 – неподвижный ротор турбины, 2 – свободно вращающийся ротор турбины

Перепад давления на выходном СА, в отличие от входного, наоборот, значительно увеличивается при увеличении частоты вращения ротора (рисунок 3.21,б). Это можно объяснить тем, что при неподвижном роторе, направление средней по сечению абсолютной скорости газа на выходе из ротора \vec{v}_3 примерно равно направлению загиба кромок лопаток соплового аппарата, так как углы загиба кромок лопаток ротора и соплового аппарата одинаковы и составляют 60° относительно оси турбины (рисунок 3.17). При увеличении частоты вращения ротора, скорость \vec{v}_3 изменяет направление движения и поток газа входит в лопатки СА уже не прямо, а под некоторым углом к краю лопатки, что приводит к удару потока о лопатки выходного СА и перепад давления на нём увеличивается.

Перепад давления на роторе также увеличивается при увеличении частоты вращения (рисунок 3.21,в). С увеличением ω относительная тангенциальная скорость газа на входе в лопатки ротора уменьшается, как это было сказано ранее, а

относительная осевая скорость остаётся прежней. По этой причине угол между вектором относительной скорости потока на входе в ротор и осью турбины α_1 уменьшается. Поток входит в лопатки ротора под более острым углом относительно оси турбины, однако как показывает дополнительно проведённое в ходе этой работы численное моделирование течения газа в каналах ротора в программе SolidWorks, это не является причиной увеличения перепада давления на роторе. Эффект увеличения перепада давления при уменьшении угла α_1 действительно присутствует, но так как помимо изменения угла α_1 при увеличении частоты вращения также происходит уменьшение скорости по модулю, то суммарный эффект приводит к уменьшению перепада давления на роторе. Получается, что таким образом нельзя объяснить причину увеличения перепада давления на роторе с ростом частоты ω . Возможным объяснением увеличения ΔP_{rot} является уменьшение динамической компоненты давления газа на выходе из ротора, при увеличении ω . Абсолютная скорость газа на выходе из ротора уменьшается с увеличением ω , по этой причине уменьшается полное давление за ротором, что приводит к увеличению ΔP_{rot} .

Результаты измерений показывают, что двунаправленная импульсная турбина не является активной, то есть на роторе данной турбины присутствует значительный перепад давления относительно перепада давления на сопловых аппаратах. Степень реактивности ρ в ходе экспериментов составляла от 0,61 до 0,84.

При низкой частоте вращения ротора перепад давления на входном сопловом аппарате ΔP_{CA1} больше, чем на выходном ΔP_{CA2} , однако при частоте вращения ротора около 7000 об/мин ΔP_{CA1} и ΔP_{CA2} становятся равны. При дальнейшем увеличении частоты вращения ΔP_{CA2} становится больше, чем ΔP_{CA1} . При максимальной частоте вращения вала 14625 об/мин, перепад давления на выходном СА превысил перепад давления на входном на 40 %. Если усреднить перепады давления ΔP_{CA1} и ΔP_{CA2} по всему диапазону частот вращения, то их средние значения будут близки друг к другу.

Паразитный перепад давления ΔP_{CA2} при частоте вращения 7000 об/мин составил 15% от перепада давления на всей турбине. Таким образом, при данной

конструкции турбины, при постоянном потоке газа, выходной сопловой аппарат снижает эффективность турбины только на 15 %. Экспериментальные значения КПД двунаправленной импульсной турбины не превышают 50% даже при периоде колебаний потока газа составляющего несколько секунд, то есть, при квазистатическом течении газа. Тогда как у однонаправленной турбины КПД бывает 90 и более процентов. Из этого следует, что выходной сопловой аппарат, создающий паразитный перепад давления, является не единственной причиной пониженного КПД двунаправленной турбины по сравнению с однонаправленной, так как разница в максимальном КПД двух данных видов турбин составляет более 40 %, а не 15 %. Второй основной причиной пониженной эффективности двунаправленной импульсной турбины при работе в переменном потоке газа, вероятно, является вращение вала в периоды времени, когда скорость газа на входе турбины имеет значение около нуля, так как при этом лопатки ротора работают как газовый тормоз и рассеивают энергию.

Выводы по главе 3

В результате исследований, выполненных в третьей главе можно сделать следующие выводы:

1. При атмосферном давлении накачки и работе на воздухе в качестве рабочего тела четырёхступенчатый кольцевой ТАД имеет стартовую разность температур 63 К, что намного ниже, чем при использовании конструкции резонатора Бекхауса-Свифта, с которой даже при давлении накачки порядка 30 атм., стартовая разность температур составляет величину более 120 К.
2. Двунаправленная импульсная турбина имеет низкую эффективность по сравнению с обычной турбиной. Основные причины такого поведения: наличие соплового аппарата на выходе из ротора, что приводит к паразитному перепаду давления на роторе и вращение ротора в моменты времени, когда поток газа имеет низкую скорость, что приводит к тому, что ротор начинает работать в режиме газового тормоза.

Заключение

В результате проведённого исследования решены актуальные научно-технические задачи, имеющие значение для совершенствования технологических особенностей разработки кольцевых термоакустических двигателей с бегущей волной:

1. Впервые определена закономерность изменения сдвига фазы между колебательной скоростью и колебательным давлением в кольцевом многоступенчатом ТАД при увеличении количества ступеней;

2. Установлены преимущества кольцевого многоступенчатого двигателя в части массогабаритных характеристик в сравнении с другими известными ТАД;

3. Экспериментально получено распределение амплитуды колебаний давления акустической волны по длине резонатора ТАД, показавшее удовлетворительное совпадение полученных ранее результатов численного моделирования с экспериментальными данными;

4. Экспериментально исследованы характеристики двунаправленной турбины (гидравлическая мощность прокачиваемого воздуха, перепады давления на роторе и на сопловых аппаратах), предназначенной для преобразования акустической энергии в электрическую, при различных: подаваемой гидравлической мощности и частоте вращения ротора, что позволило оценить зависимость перепада давления на турбине от скорости потока на её входе;

5. В ходе численного моделирования работы ТАД показано влияние количества ступеней на характеристики термоакустического двигателя: акустический КПД, акустическую мощность, импеданс в регенераторе;

6. Методами численного моделирования для четырехступенчатого ТАД были получены оптимальные геометрические размеры теплообменников, регенератора и акустического резонатора;

Список сокращений и условных обозначений

ТАД – термоакустический двигатель;

КПД – коэффициент полезного действия;

Акустический КПД – отношение генерируемой акустической мощности к подводимой тепловой мощности;

ЛЭП – линии электропередачи;

ДВС – двигатели внутреннего сгорания;

ТЭЦ – теплоэлектроцентраль;

ДС - двигатель Стирлинга.

Список литературы

1. Elferink M., Steiner T. Thermoacoustic waste heat recovery engine: Comparison of simulation and experiment // Acoustical Society of America. – 2018. – V. 35 (1). – P.1-14. DOI: <https://doi.org/10.1121/2.0000978>
2. Некрасова С. О. Разработка обобщенной методики проектирования двигателя с внешним подводом тепла с пульсационной трубой: дис. канд. техн. наук. М., 2017. 148с
3. Зиновьев Е. А. Методика расчета режима запуска термоакустического двигателя: дис. канд. техн. наук. М., 2019. 125с
4. *Higgins B.* On the sound produced by a current of hydrogen gas passing through a tube // A Journal of Natural Philosophy, Chemistry and the Arts. – 1802. – V. 1. – P. 129-131.
5. *Feldman K.T.* Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena // Journal of Sound and Vibration. – 1968. – V. 7 (1). – P. 71-82.
6. *Feldman K.T.* Review of the literature on Rijke thermoacoustic phenomena // Journal of Sound and Vibration. – 1968. – V. 7 (1). – P. 83-89.
7. *Kramers H.A.* Vibrations of a gas column // Physica. – 1949. – V. 15 (11-12). – P. 971-984.
8. *Стретт Дж.* (Лорд Рэлей). Теория звука – М.: Гостехиздат, 1944. – 2 т. – 475 с.
9. *Rott N.* Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1969. – V. 20. – P. 230-243.
10. *Rott N.* Thermally driven acoustic oscillations. Part II: Stability limit for helium // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1973. – V. 24. – P. 54-72.
11. *Rott N.* The influence of heat conduction on acoustic streaming // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1974. – V. 25. – P. 417-421.
12. *Rott N.* Thermally driven acoustic oscillations. Part III: Second-order heat flux // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1975. – V. 26. – P. 43-49.
13. *Rott N.* Thermally driven acoustic oscillations. Part IV: Tubes with variable cross-section // Journal of Applied Mathematics and Physics. – 1976. – V. 27. – P. 197-224.

14. Swift G.W. Thermoacoustic engines and refrigerators: a short course. Los Alamos: Los Alamos National Laboratory, 1999. 179 p. URL: <https://www.osti.gov/servlets/purl/756947>
15. *Hofler T. J.* Thermoacoustic refrigerator design and performance // PhD thesis, Physics department, University of California, San Diego, 1986. Volume: 47-11, P. 4551.
16. *Hofler T. J.* Concepts for thermoacoustic refrigeration and a practical device // In Chairman Paul Lindquist, editor, Proceedings of the 5th International Cryocoolers Conference, pages 93–101, Wright-Patterson AFB, OH, August 1988. Wright-Patterson Air Force Base.
17. *Ceperley P.* A pistonless Stirling engine--The traveling wave heat engine // J. Acoust. Soc. Am. 1979. Vol. 66, № 5. P. 1508–1513. DOI: <https://doi.org/10.1121/1.383505>
18. Yazaki T., Iwata A., Maekawa T., Tominaga A. Traveling Wave Thermoacoustic Engine in a Looped Tube // Physical Review Letter. – 1998. – V. 81 (15). – P. 3128 – 3131.
19. *Backhaus S., Swift G.* A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study. J. Acoust. Soc. Am., 2000, vol. 107, pp. 3148 – 3166. DOI: <https://doi.org/10.1121/1.429343>
20. *Tang K., Feng Y., Jin T., Jin S., Li M., Yang R.* Effect of Gedeon streaming on thermal efficiency of a travelling-wave thermoacoustic engine // Applied Thermal Engineering. – 2017. – V. 115. – P. 1089–1100.
21. *Blok K.* 4-stage thermo acoustic power generator. Aster Thermoacoustic, 2010. Available at: <https://www.bioenergyforumfact.org/sites/default/files/2018-06/52.%204-stage%20thermo%20acoustic%20power%20generator.pdf>
22. *Blok K.* Novel 4-stage traveling wave thermoacoustic power generator // Proceedings of ASME 2010 3rd joint US-European fluids engineering summer meeting and 8th international conference on nanochannels, microchannels, and minichannels. FEDSM-ICNMM2010 (Aug 1-5, 2010). Monreal (Canada), 2010. P. 73–79. DOI:10.1115/FEDSM-ICNMM2010-30527

23. Jin T., Yang R., Wang Y., Feng Y., Tang K. Low temperature difference thermoacoustic prime mover with asymmetric multistage loop configuration // Sci. Rep. UK. 2017. Vol. 7 P. 1–8. DOI: 10.1038/s41598-017-08124-5
24. Ward B., Clark G., Swift G. Design environment for low-amplitude thermoacoustic energy conversion, version 6.3b11, users guide // Los Alamos National Laboratory. 2012. 288 p. URL: https://www.lanl.gov/org/padste/adepts/materials-physics-applications/condensed-matter-magnet-science/thermoacoustics/_assets/docs/UsersGuide.pdf
25. Воротников Г. В. Методика моделирования рабочего процесса термоакустического двигателя на установившемся режиме: дис. канд. техн. наук. М., 2019. 208с
26. Ридер Г., Хупер Ч. Двигатели Стирлинга М. : Мир, 1986, - 462 с
27. Даннличев, С. И. Ефимов, В. А. Звонов, М. Г. Круглов, А. Г. Шувалов. Двигатели стирлинга. М. : Машиностроение, 1977, - 151 с
28. Microgen Engine Corporation. URL: <https://www.microgen-engine.com/>
29. Inresol. URL: <https://energiforskmedia.blob.core.windows.net/media/22643/4-inresol-introduction-and-products.pdf>
30. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга. М. : Энергия, 1978, - 152 с.
31. Abduljalil A.S. Investigation of thermoacoustic processes in a travelling-wave looped-tube thermoacoustic engine. A thesis submitted to the university of Manchester for the degree of doctor of philosophy in the faculty of engineering and physical sciences. – Manchester, 2012, 180 p. Available at: <https://search.proquest.com/openview/4cbb8002bb5130e9991b53f1358aef2d/1?pq-origsite=gscholar&cbl=51922&diss=y>
32. Martinez A., Tindaro M., Scalo C., Heister S. Experimental and numerical investigation of standing-wave thermoacoustic instability under transcritical temperature conditions // Acoustical Society of America. – 2021. – V.150 (4). – P. 2900 – 2911.
33. Chen G., Tang L., Mace B. Theoretical and experimental investigation of the dynamic behaviour of a standing-wave thermoacoustic engine with various

- boundary conditions // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. - 2018. – V.123. – P. 367-381.
34. Zahrah F., Johari D., Mattokit E. DeltaE Modelling and Experimental Study of a Standing Wave Thermoacoustic Test Rig // *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*. – 2019. – V. 60 (2). – P. 155-165.
35. *Telesz M.* Design and Testing of a Thermoacoustic Power Converter. A Thesis Presented to The Academic Faculty. Georgia Institute of Technology. M. : 2019. - 157c
36. *Backhaus S., Tward E., Petach M.* Thermoacoustic Power Systems for Space Applications // *American Institute of Physics*. 2002. – V. 608 (1). – P. 939–944. DOI: doi: 10.1063/1.1449822
37. *Zhanghua W., Wei D., Man M., Ercang L.* A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generator // *Sol. Energy*. 2012. Vol. 86. P. 2376–2382. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.010>
38. *Hamood A., Mao X, Jaworski A.* Design of Two-Stage Thermoacoustic Stirling Engine Coupled With Push-Pull linear alternator for waste heat recovery // *Proceedings of ICR2015: The 24th IIR International Congress of Refrigeration, 16-22 Aug 2015, Yokohama, Japan. International Institute of Refrigeration*. 2015. – P. 1–9.
39. *Hamood A., Mao X, Jaworski A.* Two-Stage Thermoacoustic Electricity Generator for Waste Heat Recovery // *Proceedings of the World Congress on Engineering 2016 Vol II WCE 2016, June 29 - July 1, 2016, London, U.K.* 2016. – P. 1–6.
40. *Bi T., Wu Z., Zhang L., Yu G., Luo E., Dai W.* Development of a 5 kW traveling-wave thermoacoustic electric generator. *Appl. Energy*, 2017, vol. 182, pp. 1355-1361. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.12.034>
41. *Douglas A.* Experimental investigation of thermoacoustic-Stirling engine electric generator with Gedeon streaming suppression . A thesis submitted to the Pennsylvania state university for the degree of doctor of philosophy in the faculty of engineering and physical sciences. – Pennsylvania, 2011. – pp. 107. URL: https://etda.libraries.psu.edu/files/final_submissions/1323.

42. *Sound Energy*. URL: <https://www.soundenergy.nl/>
43. Abdoulla-Latiwish K., Jaworski A. Two-stage travelling-wave thermoacoustic electricity generator for rural areas of developing countries. *Appl. Acoust.*, 2019, vol. 151, pp. 87–98. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2019.03.010>
44. Xu J., Hu J., Zhang L., Dai W., Luo E. Effect of coupling position on a looped three-stage thermoacoustically-driven pulse tube cryocooler. *Energy*, 2015, vol. 93, pp. 994-998. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.09.099>
45. *Hamood A., Jaworski A.* Experimental investigations of the performance of a thermoacoustic electricity generator. E3S Web Conf. International Conference on Advances in Energy Systems and Environmental Engineering (ASEE19), 2019, vol. 116, pp. 1-8. DOI: <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911600025>
46. Zhang X., Chang J. Onset and steady-operation features of low temperature differential multi-stage travelling wave thermoacoustic engines for low grade energy utilization. *Energ. Convers. Manage.*, 2015, vol. 105, pp. 810–816. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.032>
47. Kruse A., Ruziewicz A., Tajmar M., Gnutek Z. A numerical study of a looped-tube thermoacoustic engine with a single-stage for utilization of low-grade heat // *Energ. Convers. Manage.* 2017. Vol. 149. P. 206–218. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.010>
48. Matveev K., Backhaus S., Swift G. The effect of gravity on heat transfer by Rayleigh streaming in pulse tubes and thermal buffer tubes. *Proceedings of IMECE04 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Anaheim, California USA, 2004*, pp. 7-12. DOI: <https://doi.org/10.1115/IMECE2004-59076>
49. Matveev K., Swift G., Backhaus S. Analytical solution for temperature profiles at the ends of thermal buffer tubes. *Int. J. Heat Mass Tran.*, 2007, vol. 50, pp. 897–901. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.08.004>
50. Jacobs J. Design, construction and experimental observation of a thermoacoustic prime mover // *Master of Science Sustainable Process and Energy Technologies at the Delft University of Technology.* – 2014. – P. 45

51. Piccolo A., Pistone G. Estimation of heat transfer coefficients in oscillating flows: the thermoacoustic case // *Int. J. Heat Mass Tran.* 2006. Vol. 49. P. 1631–1642. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2005.11.009>
52. Blok K., Owczarek P., Francois M. Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity // 9th PAMIR International Conference on Fundamental and Applied MHD, Riga, Latvia. 2014. P. 433–438. URL: <https://docplayer.net/28349946-Bi-directional-turbines-for-converting-acoustic-wave-power-into-electricity.html>
53. Senga M., Hasegawa S. Four-stage loop-type cascade traveling-wave thermoacoustic engine // *Applied Thermal Engineering.* 2016. - V. 104. - P. 258–262. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.05.013>.
54. Hamood A., Jaworski A., Mao X. Model and Design of a Four-Stage Thermoacoustic Electricity Generator with Two Push-Pull Linear Alternators. Proceedings of ASEE17. International conference on advances in energy systems and environmental engineering (ASEE17), (02-05 Jul 2017), Wroclaw, Poland, Available at: <http://eprints.whiterose.ac.uk/116886/7/Hamood%20reviewed%20corrected.pdf>
55. Smith B., Swift G. Power dissipation and time-averaged pressure in oscillating flow through a sudden area change / B.L. Smith, G.W. Swift // *J. Acoust. Soc. Am.* – 2003. - vol. 113, - no. 5, - pp. 2455–2463. - DOI: <https://doi.org/10.1121/1.1564022>
56. Kruse A., Schmiel T., Tajmar M. Experimental validation of a looped-tube thermoacoustic engine with a stub for tuning acoustic conditions / Kruse A., Schmiel T., Tajmar M. // *Energy Convers. Manage.* – 2018. - vol.177. - pp. 292-305. - DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.09.069>
57. Горшков И. Б., Петров В. В. Численное моделирование кольцевого четырехступенчатого термоакустического двигателя с бегущей волной // *Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Физика.* 2018. Т. 18, вып. 4. С. 285–296. DOI: <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2018-18-4-285-296>
58. Горшков И. Б., Петров В. В. Численный расчёт влияния количества ступеней кольцевого термоакустического двигателя Стирлинга на его характеристики // *Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика.* 2021. Т. 21, вып. 2. С. 133–144. <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-2-133-144>

59. Thakker A., Jarvis J., Sahed A. Quasi-Steady Analytical Model Benchmark of an Impulse Turbine for Wave Energy Extraction // *Int. J. Rotating Mach.* 2008. Vol. 2008. P. 1–12. DOI:10.1155/2008/536079
60. Thakker A., Dhanasekaran T., Khaleeq H., Usmani Z. Application of Numerical Simulation Method to Predict the Performance of Wave Energy Device with Impulse Turbine // *J. of Thermal Science.* 2003. Vol.12. No.1. P 37–43. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11630-003-0007-y>
61. Thakker A., Dhanasekaran T. Computed effect of guide vane shape on performance of impulse turbine for wave energy conversion // *Int. J. Energy Res.* 2005. Vol. 29. P. 1245–1260. DOI: <https://doi.org/10.1002/er.1117>
62. Довгялло А.И., Шиманов А.А. Возможность использования импульсной двунаправленной турбины в термоакустическом двигателе // *Вестн. СГАУ.* 2015. Т.14, № 1. С. 132–138. DOI: 10.18287/1998-6629-2015-14-1-132-138
63. Скубачевский Г. Авиационные газотурбинные двигатели. М. : Машиностроение, 1969. 543 с.
64. Timmer M., Meer T. Characterization of bidirectional impulse turbines for thermoacoustic engines // *J. Acoust. Soc. Am.* 2019. Vol. 146. Iss.5. P. 3524–3535. DOI: <https://doi.org/10.1121/1.5134450>
65. Aster Thermoacoustics. URL: <http://www.aster-thermoacoustics.com/wp-content/uploads/2015/01/Presentation-Acoustic-to-electric-conversion.pdf>
66. Беззаботов Ю.С., Жлобо Р.А., Мойдинов Д.Р., Степанова Е.Г. Расчёт и Проектирование Сопла Лавалья // *Сборник тезисов докладов участников I Международной научно-практической конференции. Инновационные направления интеграции науки, образования производства. Керчь, 14–17 мая. - 2020. - П. 172-175*
67. Setoguchi T., Takao M. Current status of self-rectifying air turbines for wave energy conversion // *Energy Convers. Manage.* 2006. Vol. 47. P. 2382–2396. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.11.013>.

68. Любимов Г., Любимов Б. Теория и расчёт осевых многоступенчатых турбин турбобуров. М. : Гостоптехиздат, 1963. 178 с.
69. Dixon S.L., Hall C. A. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. Oxford, Elsevier. 2014. 537 p. URL:
https://books.google.ru/books?hl=ru&lr=&id=wZoTAAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=axial+turbine+book&ots=xA2UP400z_&sig=iv_6OPAfwdJOxZxotNtNratTSso&redir_esc=y#v=onepage&q=axial%20turbine%20book&f=false
70. Наталевич А. Воздушные микротурбины. М. : Машиностроение, 1970. 208 с.
71. Горшков И. Б., Петров В. В. Экспериментальное исследование двунаправленной импульсной турбины в постоянном потоке газа // Известия Саратовского университета. Новая серия. Серия: Физика. 2021. Т. 21, вып. 3. С. 242–248. <https://doi.org/10.18500/1817-3020-2021-21-3-242-248>

ПРИЛОЖЕНИЕ А. Вид программы для моделирования четырёхступенчатого термоакустического двигателя в Delta EC

```

1 4 Stage Engine Change Me
2 0 BEGIN Start
3 2.5000E+06 a Mean P Pa
4 Gues 23.169 b Freq Hz
5 Gues 322.27 c TBeg K
6 Gues 1.5383E+05 d |p| Pa
7 0.0000 e Ph(p) deg
8 Gues 1.1943E-02 f |U| m^3/s
9 Gues 41.747 g Ph(U) deg
10 0.0000 j nL
11 Optional Parameters
12 HeAr Gas type
13 1 CONE Cold cone
14 1.1610E-03 a AreaI m^2 Mstr 1.5410E+05 A |p|
15 Pa 0.12079 b PerimI m la -0.11257 B Ph(p)
16 deg 3.0000E-02 c Length m 1.1057E-02 C |U|
17 m^3/s 2.0000E-02 d AreaF m^2 Mstr 36.340 D Ph(U)
18 deg 0.50134 e PerimF m ld 685.40 E Htot
19 W 5.0000E-04 f Srough 685.23 F Edot
20 W
21 Master-Slave Links
22 Optional Parameters
23 ideal Solid type
24 2 RPN Diameter of resonator, mm
25 0.0000 a G or T 38.448 A ChngeMe
26 1a pi / sqrt 2000 *
27 3 RPN Diameter of stage, mm
28 0.0000 a G or T 159.58 A ChngeMe
29 1d pi / sqrt 2000 *
30 4 RPN Acoustic power loss in cold cone
31 0.0000 a G or T 0.17514 A ChngeMe
32 1E 1F -
33 5 HX CHX
34 2.0000E-02 a Area m^2 1.5414E+05 A |p|
35 Pa 0.5000 b GasA/A -0.1608 B Ph(p)
36 deg 2.0000E-02 c Length m 1.0212E-02 C |U|
37 m^3/s 2.5000E-04 d y0 m 31.307 D Ph(U)
38 deg Gues -909.87 e HeatIn W -224.47 E Htot
39 W Targ 313.00 f SolidT K 671.34 F Edot
40 W
41 Master-Slave Links 322.27 G GasT
42 K
43 ideal Solid type 313.00 H SolidT
44 K
45 6 RPN Velocity before regenerator |Va|, m/s

```

ПРИЛОЖЕНИЕ А

59		5.6858E-02 c Length m	1.7390E-02 C U
	m^3/s		
60		3.9883E-05 d rh m	0.78104 D Ph(U)
	deg		
61		0.1000 e ksFrac	-224.47 E Htot
	W		
62		Master-Slave Links	1244.3 F Edot
	W		
63			322.27 G TBeg
	K		
64	stainless	Solid type	661.03 H TEND
	K		
65	12 RPN	Velocity after regenerator Va , m/s	
66		0.0000 a G or T	0.86951 A ChngeMe
67	11C 11a /		
68	13 RPN	Impedance in flat wave after regenerator	
69		0.0000 a G or T	8701.5 A ChngeMe
70	rho a *		
71	14 RPN	Impedance after regenerator	
72		0.0000 a G or T	1.6469E+05 A ChngeMe
73	11A 12A /		
74	15 RPN	Relative Impedance after regenerator	
75		0.0000 a G or T	18.927 A ChngeMe
76	14A 13A /		
77	16 RPN	Ph(P)-Ph(U) IN Regenerator	
78		0.0000 a G or T	-31.468 A ChngeMe
79	5B 5D -		
80	17 RPN	Ph(P)-Ph(U) OUT Regenerator	
81		0.0000 a G or T	-2.0645 A ChngeMe
82	11B 11D -		
83	18 RPN	Power gain in regenerator	
84		0.0000 a G or T	572.99 A ChngeMe
85	11F 5F -		
86	19 RPN	Heat in HHX	
87		0.0000 a G or T	1482.9 A ChngeMe
88	18A 5e -		
89	20 HX	HHX	
90	Same 5a	2.0000E-02 a Area m^2	1.4313E+05 A p
	Pa		
91		0.5000 b GasA/A	-1.327 B Ph(p)
	deg		
92		2.0000E-02 c Length m	1.7118E-02 C U
	m^3/s		
93		2.5000E-04 d y0 m	-3.860 D Ph(U)
	deg		
94	Same 19A	1482.9 e HeatIn W	1258.4 E Htot
	W		
95	Targ	673.00 f SolidT K	1223.8 F Edot
	W		
96		Master-Slave Links	661.03 G GasT

ПРИЛОЖЕНИЕ А

117	Master-Slave Links						
118	Optional Parameters						
119	ideal	Solid type					
120	26 RPN	Acoustic power loss in hot cone					
121		0.0000 a G or T			0.27888	A	ChngeMe
122	20F 25F -						
123	27 STKDUCT	TBT					
124	Same	1a 1.1610E-03 a Area m ²	Mstr		1.4040E+05	A	p
	Pa						
125		0.12079 b Perim m	27a		-10.334	B	Ph (p)
	deg						
126		0.4000 c Length m			1.7447E-02	C	U
	m ³ /s						
127	Gues	3.6455E-08 d WallA m ²			-15.735	D	Ph (U)
	deg						
128	Master-Slave Links				1258.4	E	Htot
	W						
129					1219.4	F	Edot
	W						
130					661.03	G	TBeg
	K						
131	stainless	Solid type			326.22	H	TEnd
	K						
132	28 RPN	Acoustic power loss in TBT					
133		0.0000 a G or T			4.1457	A	ChngeMe
134	25F 27F -						
135	29 DUCT	Resonator 1					
136	Same	1a 1.1610E-03 a Area m ²	Mstr		1.4040E+05	A	p
	Pa						
137		0.12079 b Perim m	29a		-10.334	B	Ph (p)
	deg						
138		0.0000 c Length m			1.7447E-02	C	U
	m ³ /s						
139		5.0000E-04 d Srough			-15.735	D	Ph (U)
	deg						
140	Master-Slave Links				1258.4	E	Htot
	W						
141	Optional Parameters				1219.4	F	Edot
	W						
142	ideal	Solid type					
143	30 RPN	Velocity before load Va					
144		0.0000 a G or T			15.027	A	ChngeMe
145	29C 29a /						
146	31 STKSCREEN	Acoustic Load					
147	Same	1a 1.1610E-03 a Area m ²			8.4255E+04	A	p
	Pa						
148		0.7500 b VolPor			-6.823	B	Ph (p)
	deg						
149		1.5000E-03 c Length m			1.7240E-02	C	U
	m ³ /s						
150		6.1911E-05 d rh m			-15.748	D	Ph (U)
	deg						
151		0.1000 e ksFrac			1258.4	E	Htot
	W						
152	Master-Slave Links				717.47	F	Edot

ПРИЛОЖЕНИЕ А

175	31H					
176	39 DUCT	Resonator 2				
177	Same	1a 1.1610E-03 a Area	m ²	Mstr	1.5383E+05 A	p
		Pa				
178		0.12079 b Perim	m	39a	-90.00 B	Ph (p)
		deg				
179		OPlt 2.3205 c Length	m		1.1943E-02 C	U
		m ³ /s				
180		5.0000E-04 d Srough			-48.253 D	Ph (U)
		deg				
181		Master-Slave Links			1258.4 E	Htot
		W				
182		Optional Parameters			685.40 F	Edot
		W				
183	ideal	Solid type				
184	40 RPN	Cascade Length				
185		2.0000 a G or T			2.8789 A	ChngeMe
186		1c 5c + 11c + 20c + 25c + 27c + 29c + 31c + 39c +				
187	41 RPN	Acoustic power loss in resonator 2				
188		0.0000 a G or T			32.073 A	ChngeMe
189	31F 39F -					
190	42 RPN	Total acoustic power loss				
191		0.0000 a G or T			71.104 A	ChngeMe
192		4A 10A 21A 26A 28A 41A + + + +				
193	43 RPN	P				
194	TargSame	0d 1.5383E+05 a G or T			1.5383E+05 A	ChngeMe
195	39A					
196	44 RPN	Ph(P)				
197	TargSame	0e 0.0000 a G or T			-1.1369E-13 A	ChngeMe
198	39B 90 +					
199	45 RPN	U				
200	TargSame	0f 1.1943E-02 a G or T			1.1943E-02 A	ChngeMe
201	39C					
202	46 RPN	Ph(U)				
203	TargSame	0g 41.747 a G or T			41.747 A	ChngeMe
204	39D 90 +					