

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
ИМЕНИ АКАДЕМИКА С.П. КОРОЛЕВА»
(САМАРСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

На правах рукописи

ШИМАНОВ АРТЁМ АНДРЕЕВИЧ

МЕТОД ПРОЕКТНОГО РАСЧЁТА ПУЛЬСАЦИОННОГО ТУРБОПРИВОДА
ДЛЯ БОРТОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергетические установки
летательных аппаратов

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
Угланов Дмитрий Александрович
Доктор технических наук, доцент

Самара, 2024

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1 Анализ современного состояния науки в области преобразования акустической энергии в термоакустических устройствах	11
1.1 Общие сведения и область применения термоакустических устройств	11
1.2 Системы преобразования акустической энергии в термоакустическом двигателе в электрическую	20
1.2.1 Электромагнитные преобразователи	20
1.2.2 Пьезоэлектрические преобразователи	25
1.2.3 Кривошипно-шатунный преобразователь	29
1.2.4 Магнитогидродинамические преобразователи	31
1.2.5 Пульсационный турбопривод	33
2 Метод проектирования пульсационного турбопривода в составе бортовой энергетической установки	39
2.1 Энергетика волнового процесса	39
2.2 Алгоритм проектного расчёта пульсационного турбопривода	44
2.3 Расчёт пульсационного турбопривода для термоакустического двигателя	46
2.3.1 Газодинамический расчет основных характеристик микротурбины пульсационного турбопривода	50
2.3.2 Расчёт микротурбины пульсационного турбопривода диаметром 55 мм	52
2.3.3 Конструкция микротурбины пульсационного турбопривода диаметром 50 мм	56
2.3.4 Расчёт пульсационного турбопривода диаметром 108 мм с электрогенератором	60

2.3.5 Конструкция микротурбины диаметром 100 мм пульсационного турбопривода	62
3 Испытания пульсационного турбопривода	66
3.1 Экспериментальная установка	66
3.2 Методика испытаний	66
3.3 Датчики и приборы	70
3.4 Экспериментальные исследования пульсационного турбопривода	81
4 Оценка эффективности пульсационного турбопривода	104
4.1 Методика оценки эффективности пульсационного турбопривода	104
4.2 Апробация методики оценки эффективности пульсационного турбопривода	107
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	114
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	115
Приложение А Тарировка датчиков давления типа mpxv7025	125
Приложение Б Патент на изобретение № 2626192	132
Приложение В Патент на изобретение № 2809514	133

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования.

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

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

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

Существуют опытные образцы ТАД разработанные учёными Самарского университета, СГУ им. Н. Г. Чернышевского, университета Твенте (Нидерланды), технического университета Ильменау (Германия),

Нортроп Грумман (США), Nirvana Energy Systems (США), технического института физики и химии при Академии наук Китая (КНР) и другие, доказавшие работоспособность и перспективность. Одним из проблемных мест в этих устройствах является электромеханический генератор. Очевидно, что возвратно-поступательное движение подвижных частей приводит к вибрациям и требует уравнивания или оппозитной компоновки с синхронизацией, а обеспечение гарантированного минимального зазора между поршнем и цилиндром весьма затруднительно.

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

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

Степень разработанности темы исследования.

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

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

Одной из научных школ по микротурбинам является школа кафедры теории двигателей летательных аппаратов имени В. П. Лукачёва Самарского университета. Малоразмерными микротурбинами также занимались такие организации, как Балтийский государственный технический университет “Военмех” имени Д. Ф. Устинова, АО СКБ “Турбина”, Дальневосточный федеральный университет. Большой вклад в теорию малоразмерных турбин внесли Наталевич А. С., Тихонов Н.Н., Мусаткин Н. Ф., Матвеев В. Н., Фершалов А.Ю., Быков Н.Н., Емин О.Н., Зарицкий С.П., Зарянкин А.Е. и другие. Несмотря на наличие публикаций, монографий и методик по проточным микротурбинам, их прямое использование для проектирования турбин ПТ без существенных корректировок не представляется возможным.

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

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

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

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

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

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

Для достижения поставленной цели были поставлены и решены **следующие задачи:**

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

Объект исследований. Рабочий процесс и конструктивные характеристики пульсационного турбопривода.

Предмет исследований. Методы проектного расчёта малоразмерных пульсационных турбоприводов.

Научная новизна работы:

1. Разработан метод проектного расчёта пульсационного турбопривода для бортовой энергетической установки, включающий методики расчёта резонатора и микротурбины, а также методику оценки эффективности работы ПТ и отличающийся учётом взаимовлияния рабочих процессов в резонаторе и микротурбине.
2. Впервые теоретически predeterminedены и экспериментально подтверждены диапазоны работы ПТ по частоте волны 50 - 150 Гц, амплитуде давления 500 - 7000 Па и месту расположения МТ в волноводе.

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

4. Разработана методика оценки эффективности работы ПТ в зависимости от амплитудно-частотных характеристик акустической волны. Методика отличается учётом величины мощности источника осцилляций, амплитуды давления, разности фаз между давлением и скоростью в осциллирующем движении газа, потерь акустической мощности в акустическом тракте на трение и конструктивных параметров микротурбины.

Теоретическая и практическая значимость работы.

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

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

Методы исследования.

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

Положения, выносимые на защиту:

- разработанный метод проектного расчёта пульсационного турбопривода для бортовой энергетической установки;
- рекомендации по рабочим диапазонам проектируемых ПТ: частоты волны 50-150 Гц, амплитуды давления 500 - 7000 Па и месту расположения ПТ в волноводе;
- характеристики ПТ в зависимости от амплитуды и частоты акустической волны для режима холостого хода и с электрической нагрузкой в условиях стоячей волны в закрытом резонаторе;
- разработанная методика оценки эффективности работы ПТ в зависимости от амплитудно-частотных характеристик акустической волны.

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

Апробация результатов исследований. Основные результаты работы докладывались на следующих конференциях: международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самарский университет, г. Самара, 2014 г.; 7-й международной научно-технической конференции «Техника и Технология Нефтехимического и Нефтегазового Производства», Омский государственный технический университет, г. Омск,

2017 г.; международной научно-технической конференции «Проблемы и перспективы развития двигателестроения», Самарский университет, г. Самара 2020 г.; международной научно-технической конференции по промышленному инжинирингу и современным технологиям, «FarEastCon-2020», Дальневосточный федеральный университет, г. Владивосток, 2020 г.; всероссийском научно-техническом форуме по двигателям и энергетическим

установкам имени Н.Д. Кузнецова, посвященным 110-летию ПАО «ОДК-КУЗНЕЦОВ», Самарский университет, г. Самара, 2022 г.; международной научно-технической конференции «Перспективы развития двигателестроения» имени Н.Д. Кузнецова, Самарский университет, г. Самара, 2023 г..

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

Соответствие паспорту специальности. Полученные результаты соответствуют следующим пунктам паспорта специальности «2.5.15. Тепловые, электроракетные двигатели и энергоустановки летательных аппаратов»: п. 1 в части «Теория и рабочий процесс тепловых и электроракетных двигателей летательных аппаратов, а также силовых и энергетических установок, их узлов ...»; п. 2 в части «Характеристики тепловых, электроракетных двигателей летательных аппаратов и их энергетических установок, отдельных узлов и систем ...»; п. 6 в части «Методы конструирования тепловых и электроракетных двигателей летательных аппаратов, их узлов и систем...»; п. 23 «Разработка методов расчёта термогазодинамических и теплофизических процессов в двигателях и энергосиловых установках летательных аппаратов, их элементах».

Публикации. По теме диссертации опубликовано 11 работ, из них 2 статьи в периодических изданиях, включенных в список ВАК РФ, 3 статьи в изданиях, индексируемых в базах данных Web of Science и Scopus, 1 патент на изобретение, 1 патент на полезную модель.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, четырёх глав, списка литературы, включающего в себя 85 источника. Работа содержит 133 страниц машинописного текста, 95 рисунков, 7 таблиц, 3 приложения.

1 Анализ современного состояния науки в области преобразования акустической энергии в термоакустических устройствах

1.1 Общие сведения и область применения термоакустических устройств

Альтернативные источники энергии и модернизация старых энергетических установок стоят во главе проблем энергетики 21 века. Без отходов и потерь никак не обойтись в любой деятельности, но можно максимизировать отдачу как за счёт повышения эффективности основного рабочего процесса, так и за счёт утилизации вторичных источников энергии. Одной из установок способной эффективно преобразовывать низкопотенциальную тепловую энергию является термоакустический двигатель. У него обширная область применения от переработки тепла пищевой промышленности до использования в качестве бортовой энергетической установки в космосе. Данное устройство также может быть использовано как утилизатор акустической энергии при этом вырабатывая энергию для различных целей.

Термоакустический двигатель – это двигатель с внешним подводом тепла, в котором подводимая тепловая энергия преобразуется в энергию волны. Основным преимуществом такого двигателя по сравнению с механическими аналогами, например, двигателем Стирлинга, является отсутствие как минимум одного поршня, что повышает показатели надёжности преобразователя.

Энергию волны осциллирующего потока газа необходимо преобразовать в механическую и далее в электрическую энергию. Наиболее распространённый способ преобразования акустической энергии в электрическую – это использование линейного генератора или обычного генератора с кривошипно-шатунным механизмом.

Основными недостатками использования поршневой системы является потеря на трение, проблемы смазки и загрязнение рабочего тела, вследствие чего снижается мощность. Амортизация таких установок кратно превышает

затраты на обслуживание механического аналога, при этом стоимость и время производства в разы меньше при большей экологичности для окружающей среды.

Изначально термоакустика имеет долгую и длинную историю, которая берёт своё начало более двух веков назад, но появление самого понятия прямого термоакустического эффекта, а именно способов возбуждения звука при помощи тепла были описаны только в 1896 году Дж. Ролем в книге «Теория звука». В последствии, только 1950-х годах вернулся интерес к изучению термоакустических колебаний, это было вызвано необходимостью изучения неустойчивостей в камерах сгорания с большими перепадами температур.

В 1777 году ученый Хиггинс написал первые официальные записи, данные о колебаниях, которые порождаются теплом. Эксперименты проводились с открытой стеклянной трубкой, в которой акустические колебания возбуждались с помощью водородной горелки, расположенной определённым образом. Этот опыт вошёл в историю, как «поющее пламя Хиггинса» (рисунок 1.1 а) [1].

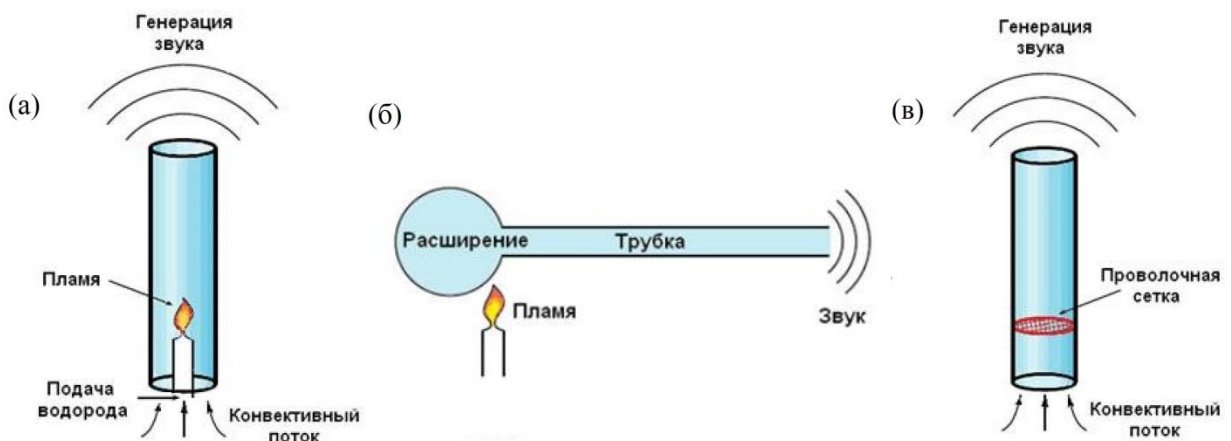


Рисунок 1.1 - Первые установки для исследования термоакустических колебаний: (а) поющее пламя Хиггинса, (б) трубка Сондхауса, (в) трубка Рийке

В 1850 году К. Сондхаусс исследовал странное явление, которое наблюдают в своей работе стеклодувы. Когда шарообразное утолщение из горячего стекла гонит воздух в холодный конец трубки стеклодува, генерируется звуковая волна. Анализируя явление, Сондхаусс обнаружил, что звук генерируется, если нагревать шарообразное утолщение на конце трубки (рисунок 1.1 б) [2] до определённой температуры. При этом звук изменяется с изменением длины трубки.

Наиболее известный эксперимент по генерации звуковых волн за счёт тепловой энергии был проведён в 1859 году П. Рийке. Этот эксперимент был похожий на эксперимент Хиггинса и известен как «трубка Рийке» (рисунок 1.1 в). Вместо газовой горелки он использовал разогретую до высокой температуры металлическую сетку. 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 [3].

В 1896 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. Рэлю 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” [4].

В 1949 году Крамерс [5] сделал первую попытку описать механизм возбуждения акустических колебаний в закрытой с одного конца трубе с газом, в которой поддерживается градиент температуры. Хотя он не получил приемлемых результатов, когда сравнил результаты расчётов с экспериментальными данными, он повысил интерес к термоакустическим явлениям. За этим исследованием последовало исследование Такониса, который был похож на эксперимент Сондхаусса. В отличие от Сондхаусса он не подогревал конец трубки, а охлаждал его криогенной жидкостью. Это доказывало, что для генерации звука важен не подогрев, а перепад температур.

В 1951 и 1958 годах Bell Telephone Laboratories предложили использовать термоакустическое явление для производства электроэнергии. Предложенная концепция подразумевала преобразование тепла в волну давления (акустическую мощность) с помощью термоакустического двигателя, а затем акустическую мощность преобразовывали в электричество. Эта идея была очень перспективной, однако не нашла своего применения из-за отсутствия достаточных знаний и технологий для эффективного преобразование тепла в акустическую мощность, а затем в электричество [6, 7].

В 1962 году трубка Сондхауса была значительно усовершенствована Картером и др. [8], которые поместили стопку параллельных пластин (регенератор), внутри трубки, что сделало теплопередачу с рабочим телом более эффективной. После этого, чтобы создать большой градиент температуры в регенераторе, были установлены горячий и холодный теплообменники с одной и с другой стороны от регенератора. Таким образом, часть внесённого в систему тепла будет преобразована в работу в виде акустической стоячей волны. Которую можно преобразовать в электрическую или ее можно использовать для работы термоакустического теплового насоса или холодильника.

В 1969 году создал Н. Ротт 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.

В 1975 году Меркли и Томанн [14] обнаружили обратный термоакустический эффект. Это открытие стимулировало интенсивные исследования в Лос-Аламосской национальной лаборатории (LANL) в 1980-х годах. Результаты показали охлаждение в месте где образуется максимальная амплитуда скорости и нагрев в области узлов скорости. Была отмечена сильная зависимость этих эффектов от числа Прандтля.

В 1979 и 1985 годах Цеперли [15, 16] улучшил эффективность термоакустических устройств, используя тороидальную геометрию, которая допускает распространение бегущей волны внутри устройства вместо стоячей волны. Распространение акустических волн через нагретый регенератор приводит к тому, что газ в регенераторе испытывает термодинамический цикл Стирлинга. Это приводит к усилению волн и преобразованию тепловой энергии в акустическую энергию, при этом акустическая энергия используется для перекачки тепла. Это событие стало объединением термоакустических устройств и двигателей Стирлинга в одну категорию.

Цеперли предложил использовать резонатор в виде закольцованной трубы переменного сечения для создания бегущей волны в зоне теплообменного аппарата, 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 1.2).

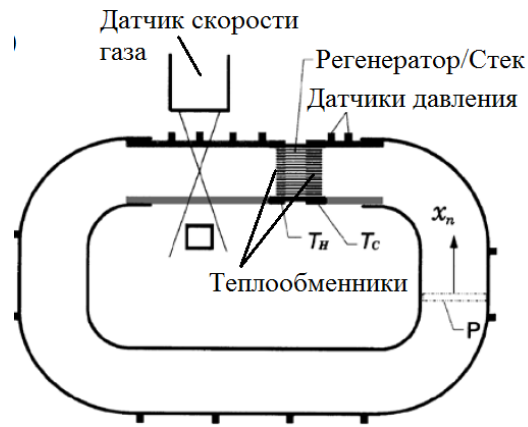


Рисунок 1.2 – Термоакустический двигатель на бегущей волне конструкция Т. Язаки.

Свифт и Бегхаус в 1999 – 2000 годах для повышения эффективности работы термоакустического двигателя на бегущей волне предложили свою конструкцию (рисунок 1.3) [18]. В неё они включили четвертьволновой резонатор Гельмгольца для того, чтобы добиться близкой к нулю разности фаз между колебаниями давления и скорости газа в теплообменном аппарате, уменьшили акустические потери за счёт оптимизации блока конструкции и исключили возможность существования постоянного потока газа вдоль резонатора (течения Гедеона).

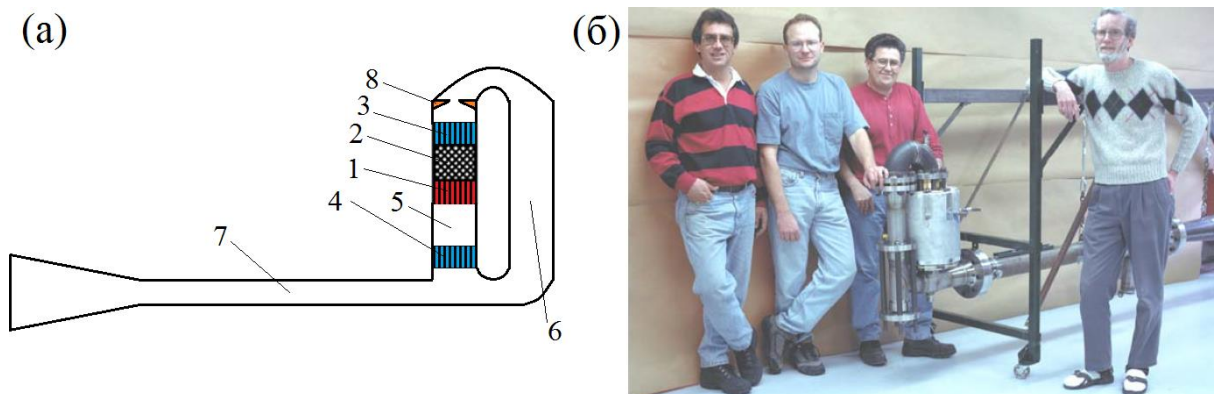


Рисунок 1.3 - Одноступенчатый двигатель Бегхауса-Свифта. (а) Схема двигателя: 1 - горячий теплообменник, 2 – регенератор, 3 – холодный теплообменник, 4 – вторичный холодный теплообменник, 5 – термальная буферная трубка, 6 – кольцевая часть резонатора, 7 – четверть волновой резонатор Гельмгольца, 8 – газовый диод. (б) Г. Свифт вместе с командой и двигателем.

Значительный вклад в развитие термоакустики внёс Кесс Де Блок – руководитель компании Aster Thermoacoustics. В 2008 году его компания разработала двухступенчатый термоакустический гибридный двигатель для утилизации низкопотенциальной тепловой энергии с температурой теплоносителя 70 - 200⁰С (рисунок 1.4) [19] Данный двигатель включал в себя два резонатора на бегущей и стоячей волнах. В прототипе использовался атмосферный воздух, разность температур необходимая для запуска двигателя была на уровне 65 К.

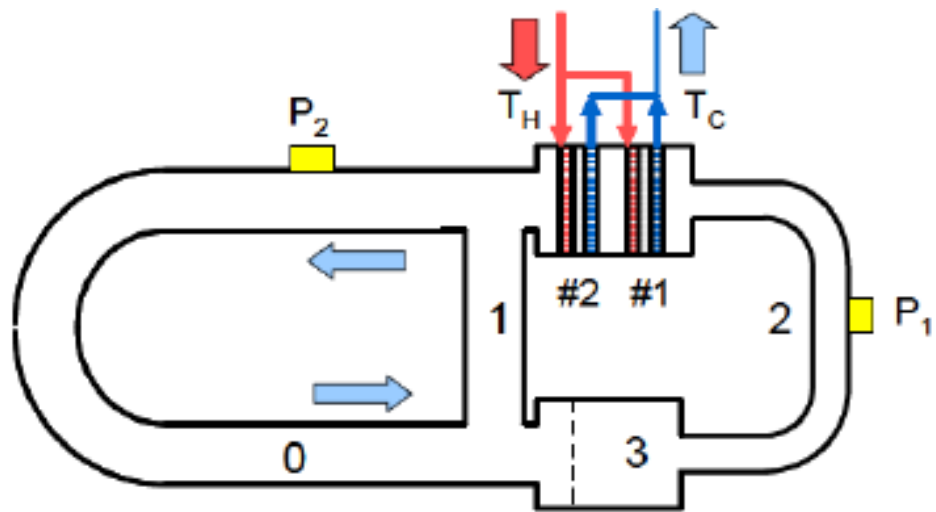


Рисунок 1.4 - Двухступенчатый термоакустический гибридный двигатель для утилизации низкопотенциальной тепловой энергии.

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) [20]. Уменьшение скорости газа в теплообменном аппарате (увеличение импеданса) позволяет снизить потери на гидравлическое сопротивление. Что позволило обеспечить запуск двигателя при разности температур 40 К.

Несмотря на близость термодинамического цикла в термоакустических устройствах к циклу Стирлинга, степень сжатия газа в них значительно

меньше, чем в машинах Стирлинга, данное расхождение связано со структурой акустической волны. По данной причине плотность энергетического потока в них меньше, из этого следует, что перспектива использования их в качестве высокомоощных двигателей меньше, чем у двигателей Стирлинга. Вместе с тем отсутствие поршня в горячей части в данных устройствах увеличивает КПД при малой производительности.

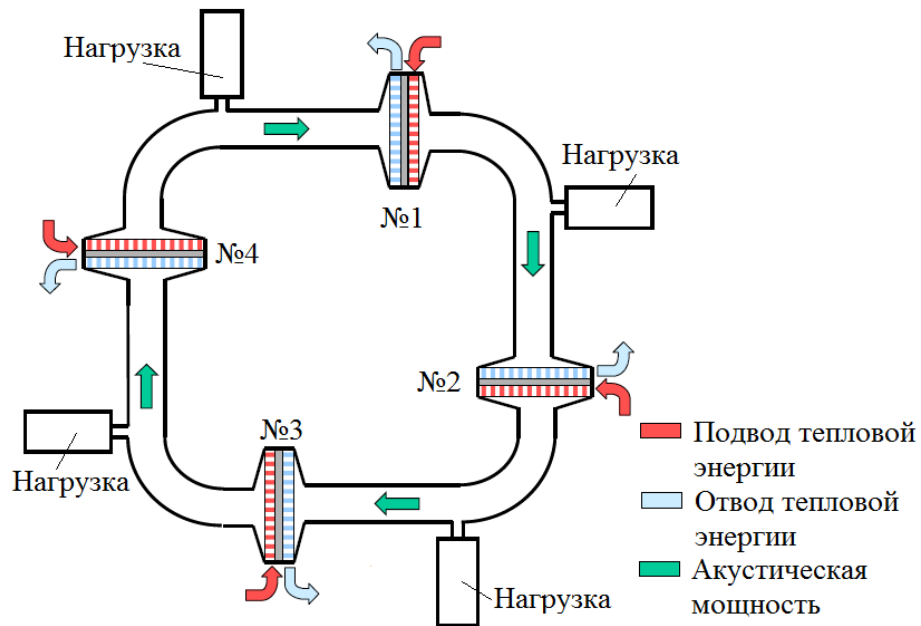


Рисунок 1.5 - Многоступенчатый термоакустический двигатель с

На сегодняшний день наиболее хорошо изучены термоакустические устройства обратного цикла, а именно термоакустические охладители (на пульсационных трубах), способные понижать температуру до 4,2 К [22]. С учётом того, что ресурс таких систем определяется только ресурсом компрессора, с начала нового века практически все крупные производители криогенных систем для космоса перешли на термоакустические криогенные системы (пульсационные трубы) с электрическим компрессором. Ряд подобных установок проработали в космосе более 100 000 часов.

Несмотря на малую, по сравнению с двигателями Стирлинга, мощность высокий ресурс и надёжность термоакустических двигателей делает их перспективными при использовании для длительных космических миссий полёта к дальним планетам. Наиболее известными являются запланированные миссии полёта на спутники Титан и Энцелад. Для полёта на Титан

рассматривается термоакустическая энергетическая установка мощностью 128 Вт, разработанная компанией Northon Grumman с радиоизотопным источником тепла на борту (рисунок 1.6) [84].

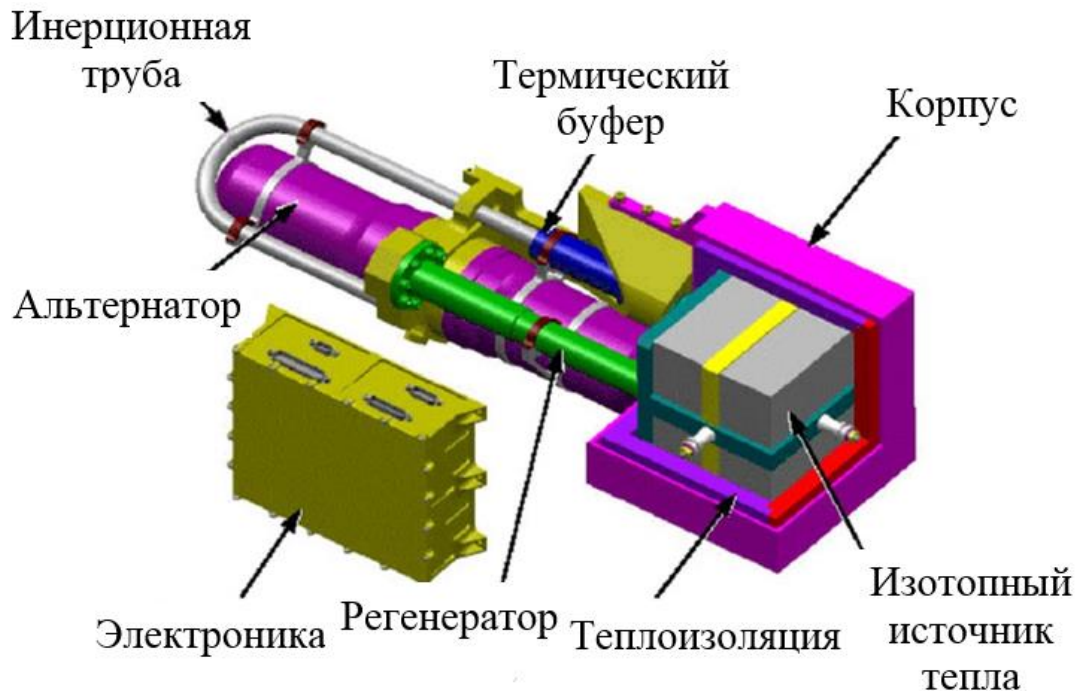


Рисунок 1.6 – радиоизотопный ТАД фирмы Northon Grumman мощностью 128 Вт, разработанный для миссии на спутник Титан

Термоакустическая энергетическая система мощностью 100 Вт, разрабатываемая компанией Nirvana Energy Systems с радиоизотопным источником тепла на борту для длительных космических миссий представлена на рисунке 1.7 [85].

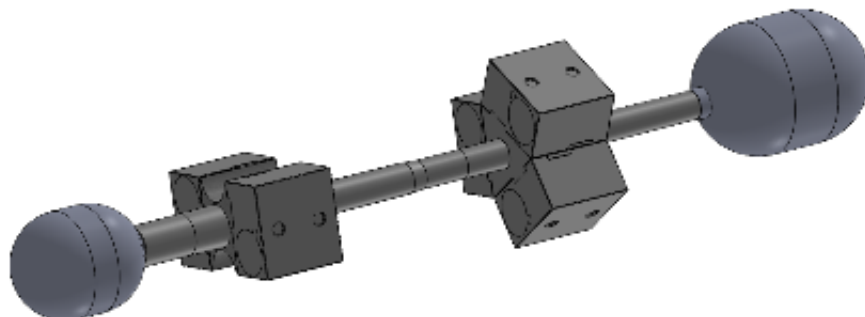


Рисунок 1.7 – радиоизотопный ТАД фирмы Nirvana Energy Systems мощностью 100 Вт для систем электропитания космических аппаратов

В настоящее время термоакустические устройства продолжают совершенствоваться, одним из направлений повышения эффективности является совершенствование системы преобразования акустической энергии в электрическую.

1.2 Системы преобразования акустической энергии в термоакустическом двигателе в электрическую

Преобразование акустической энергии сгенерированной тепловым блоком термоакустического двигателя является одной из актуальнейших задач. Эффективность электромеханического преобразования акустической энергии напрямую влияет на эффективность всей термоакустической энергетической установки. Известные на сегодняшний день способы преобразования представлены на рисунке 1.8

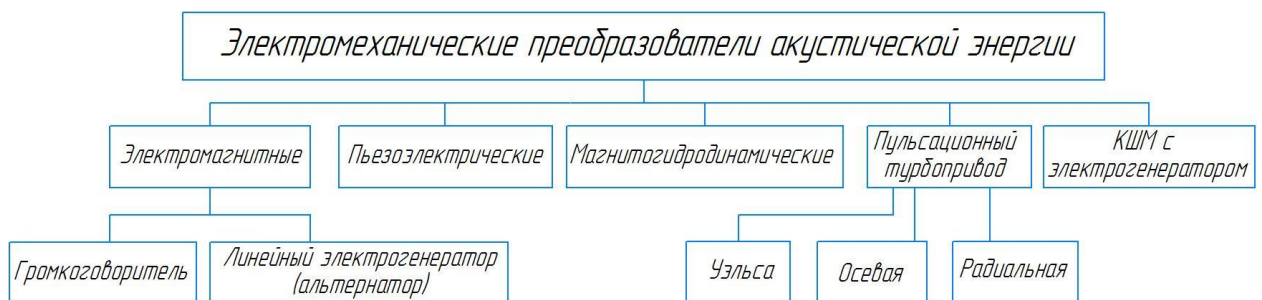


Рисунок 1.8 – Способы преобразования акустической энергии в электрическую

1.2.1 Электромагнитные преобразователи

В электромагнитных преобразователях акустическая энергия воздействует на подвижный элемент преобразователя и инициирует его механическое движение. Подвижным может быть, как магнит, так и катушка. При движении одного элемента относительно другого за счёт электромагнитной индукции возникает электрический ток на катушке.

Самым простым электромагнитным преобразователем является громкоговоритель (рисунок 1.9). Обычно громкоговорители работают в обратном режиме. На катушку подаётся электрический ток, и она под воздействием электромагнитной индукции двигается с определённой частотой и вызывает акустические колебания.



Рисунок 1.9 – Громкоговоритель

Современные громкоговорители могут работать и в режиме генератора, когда акустическая волна воздействует на подвижную мембрану, которая жёстко закреплена с катушкой. В результате чего возникает движение катушки относительно неподвижного магнита и вырабатывается электрический ток. Схема преобразования с помощью громкоговорителя представлена на рисунке 1.10.

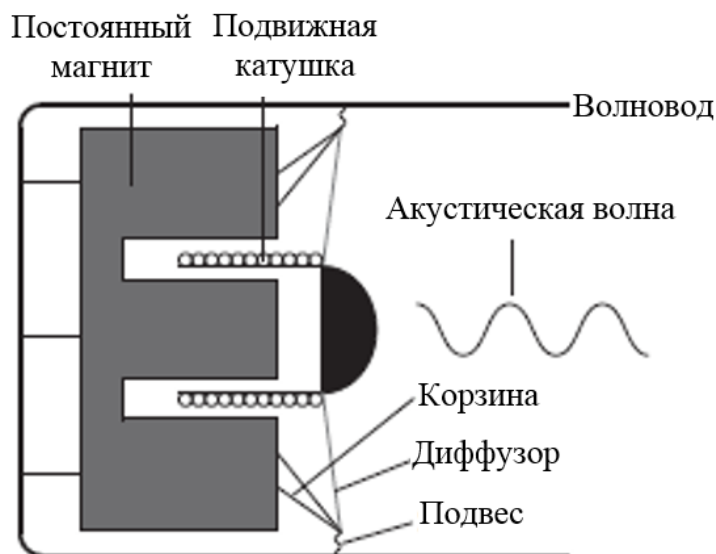


Рисунок 1.10 – Схема преобразования акустической энергии с помощью громкоговорителя

Основным плюсом использования громкоговорителя в качестве преобразователя акустической энергии в электрическую является его невысокая стоимость и широкая распространённость [23, 24, 25]. Основным недостатком подобных преобразователей является низкая эффективность [26],

так как громкоговорители изначально не рассчитаны на высокую интенсивность звука (160 – 180 дБ), используемую в термоакустических системах. Поэтому они имеют большие потери энергии, которые связаны с низкой добротностью колебательной системы, большим коэффициентом поглощения мембраной волны из-за её недостаточной жёсткости, а также недостаточная величина свободного хода мембраны не позволяет использовать всю доступную мощность. Также громкоговорители в силу используемых материалов (бумажный диффузор, резиновый подвес) и конструкции не способны работать на уровнях давлений ТАД (2 – 4 МПа) и, как следствие, вырабатываемый уровень мощностей невысок.

Более эффективным электромагнитным преобразователем является линейный электрогенератор. Существует два основных типа подобных преобразователей с подвижной катушкой и подвижным магнитом. Принцип работы преобразователя с подвижной катушкой аналогична громкоговорителю. Его конструкция адаптирована под большие давления, поэтому он лишён недостатков громкоговорителя, однако сложность изготовления и, как следствие, его стоимость на порядки выше.

Несмотря на то что оба типа линейных генераторов хорошо изучены, в термоакустических устройствах чаще используются преобразователи с подвижным магнитом [27-30]. Принцип работы такого устройства представлен на рисунке 1.11.

Акустическая волна воздействует на подвижную диафрагму, на котором закреплён магнит. Вокруг вала находится неподвижная катушка. Линейное перемещение вала обеспечивают специальные пластинчатые пружины, при этом они же ограничивают его радиальные перемещения. Необходимость согласования динамических характеристик подвижной части альтернатора с жесткостью пружин определяет внешний размер («мидель») статора альтернатора, что далее сказывается на размере блока электрогенератора. Таким образом, чем меньше частота процесса и, соответственно, больше ход поршня альтернатора, тем больше наружный размер плоских пружин.

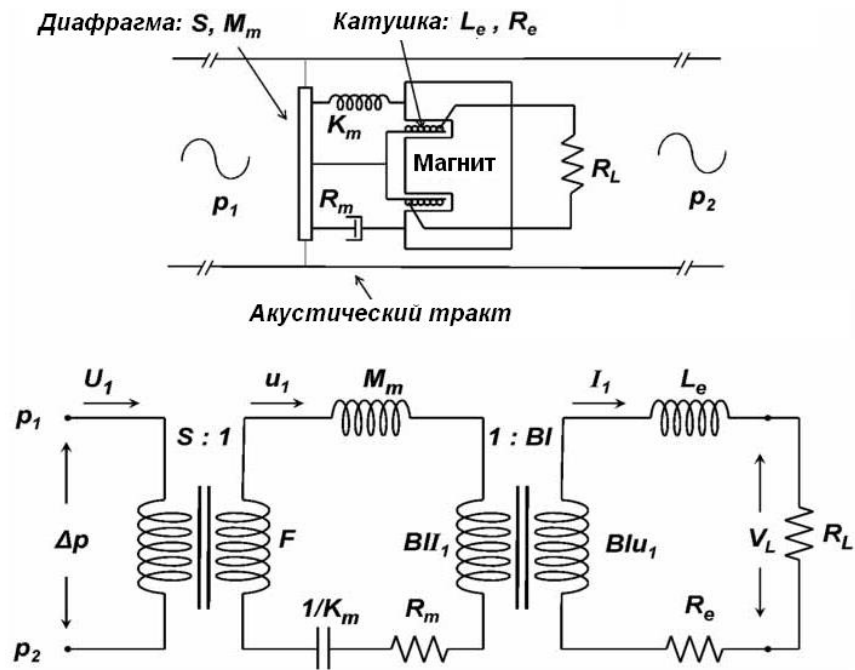


Рисунок 1.11 – Схема физической модели альтернатора (вверху) и эквивалентного импеданса цепи (внизу).

Одним из примеров использования альтернатора в промышленном производстве является альтернатор фирмы CFIC Qdrive, модели 1S102MA, представленный на рисунке 1.12. Данный альтернатор изготовлен из нержавеющей стали и анодированного алюминия. Имеет вес 1.5 килограмма и крепится к корпусу установки при помощи болтов. Мощность альтернатора составляет 100 W. Допускается центрирование с погрешностью 1 мм. толщина поршня 1.15 дюйма. Схема изделия с габаритными размерами приведена на рисунке 1.13

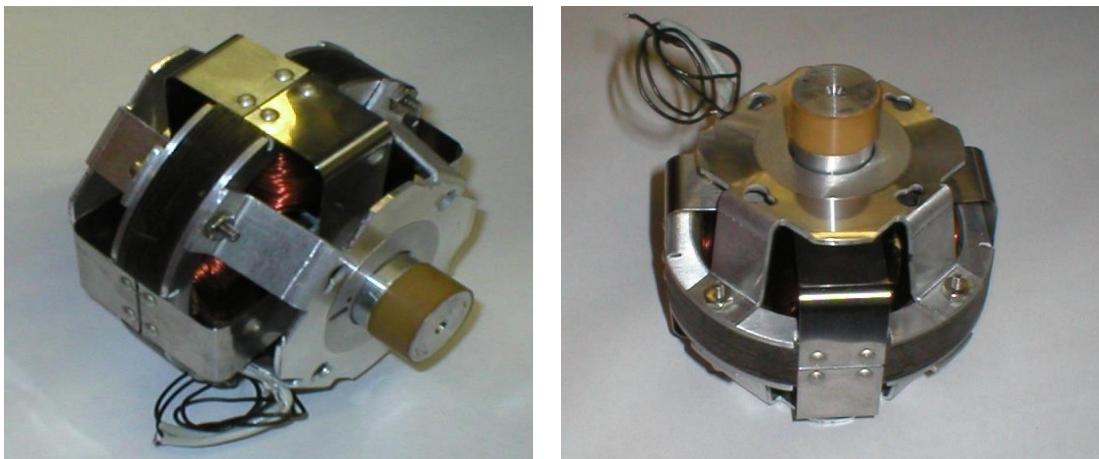


Рисунок 1.12 – Внешний вид альтернатора Qdrive 1S102MA

Одним из основных факторов, влияющий на эффективность данного преобразователя является зазор между валом и акустическим трактом, в котором он находится [31]. В современных линейных генераторах, этот зазор может достигать 10 мкм [32].

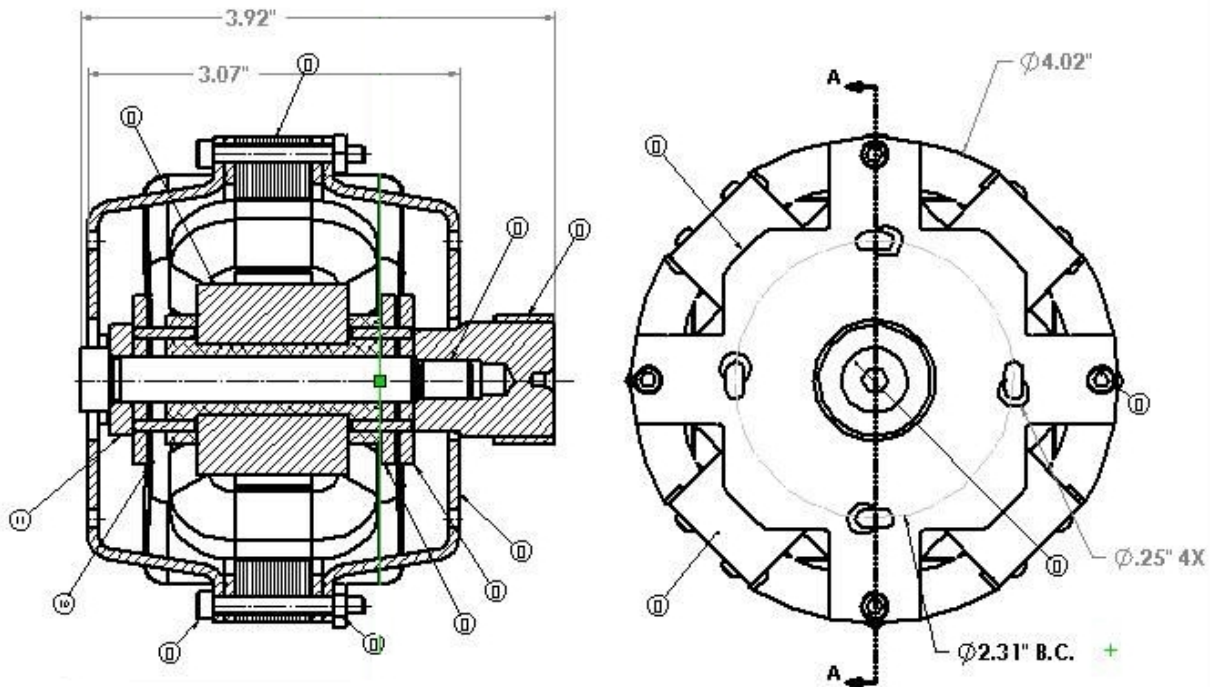


Рисунок 1.13 – Схема альтернатора Qdrive 1S102MA

Зависимость внутреннего КПД альтернатора от электрической нагрузки при максимальном ходе поршня для различных значений акустической мощности, поглощаемой электродинамической частью (а) и зависимость электрической мощности альтернатора от электрической нагрузки при максимальном ходе поршня для различных значений акустической мощности, поглощаемой электродинамической частью (б) представлены на рисунке 1.14. Как следует из анализа графиков, альтернаторы предпочтительны для частот $f = 50$ Гц и более, при ограничении в ходе поршня 10...20 мм. Они целесообразны для ТАД с закрытым внутренним контуром и давлением заправки = 2,0...3,0 МПа (при работе ТАД давление заправки будет примерно соответствовать среднему давлению в цикле). Кроме этого альтернаторы применяются попарно в оппозитном расположении, что необходимо для их динамического уравнивания.

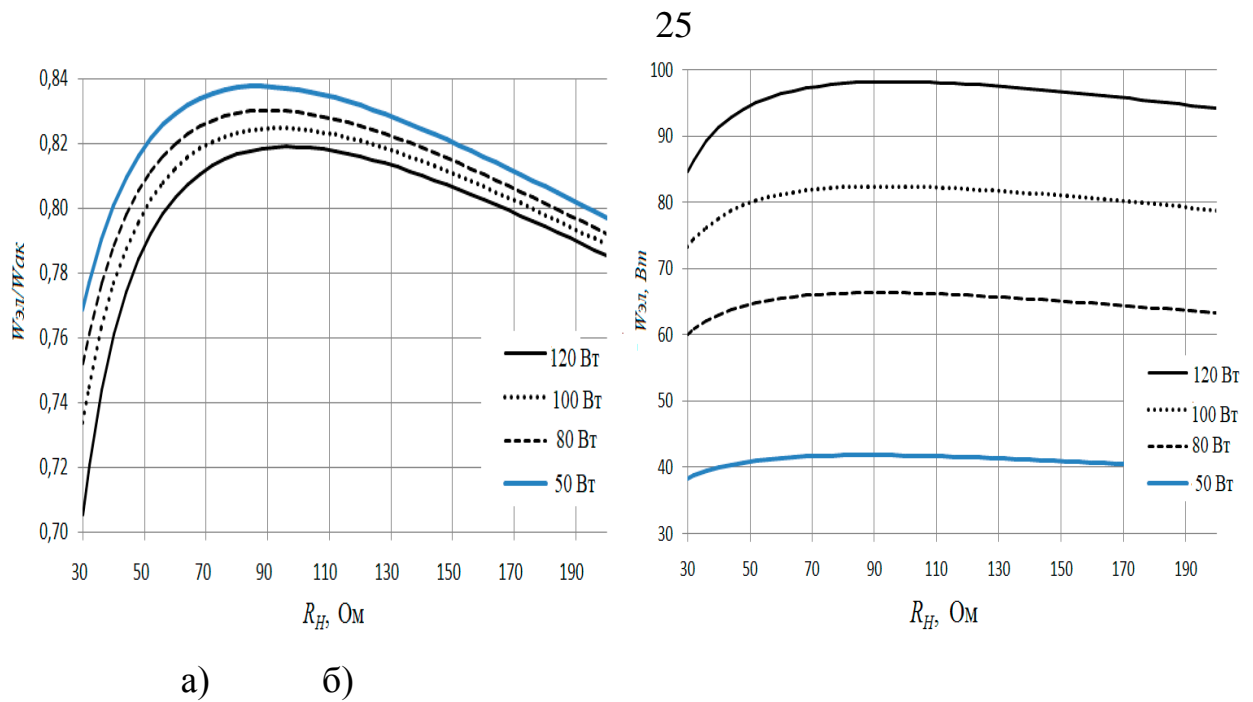


Рисунок 1.14 – Графики характеристик альтернатора

Для снижения потерь в уплотнения, существуют конструкции где вместо уплотнений быть использованы сильфоны [33, 34]. Плюсом такой схемы является отсутствие необходимости центровки вала и отсутствие потерь рабочего тела через уплотнения.

По сравнению с громкоговорителями линейные электрогенераторы имеют большую эффективность, мощность, надёжность и ресурс. Однако они значительно тяжелее по массе, сложнее в изготовлении и значительно дороже. Стоимость альтернаторов составляет сотни тысяч рублей, когда стоимость самых дорогих громкоговорителей несколько десятков тысяч рублей. А их масса значительно увеличивает массу всего ТАД [32], что затрудняет их использования на борту летательного аппарата.

1.2.2 Пьезоэлектрические преобразователи

Пьезоэлектрический преобразователь содержит в себе, изготовленные из пьезоэлектрика, отдельные или объединенные в группы, электрически и механические связанные друг с другом пьезоэлементы (стержни, пластинки, диски). Такой пьезоэлектрический генератор способен вырабатывать электрический ток только в динамике при механическом воздействии на его пьезоэлементы.

Пьезоэлектрические преобразователи основаны на прямом и обратном пьезоэлектрическом эффекте. К пьезоэлектрическим относятся кристаллические вещества и специальные керамики, в которых при сжатии и растяжении в определенных направлениях возникает электрическое напряжение. Это так называемый прямой пьезоэффект, при обратном пьезоэффекте появляются механические деформации под действием электрического поля.

В низкочастотном ультразвуковом диапазоне используют преобразователи следующей конструкции, представленные на рисунке 1.15.

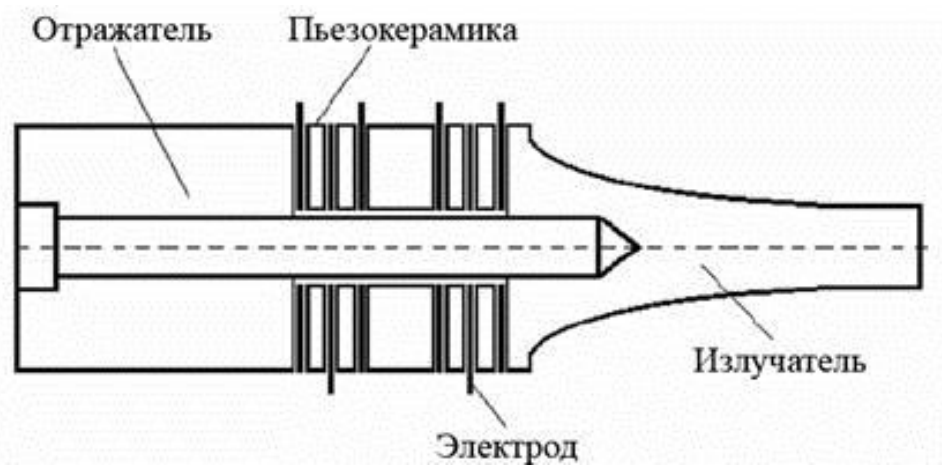


Рисунок 1.15 – Схема ультразвукового пьезоэлектрического преобразователя

Активный элемент ультразвукового преобразователя состоит из двух пьезокерамических пакетов, между которыми находится металлический цилиндр. Все элементы прибора фиксируются и сжимаются под определенным усилием с помощью стального болта, который вызывает начальную поляризацию пьезокерамических пакетов. Амплитуда колебаний такого преобразователя зависит от количества пьезокерамик, от характеристик используемых материалов. Максимальные колебания кончика излучателя такого преобразователя могут достигать десяти микрон на резонансной частоте. Пьезокерамический преобразователь стандартной конструкции (с цилиндрическим излучателем) на самом деле совершает колебания маленькой амплитуды. Общей практикой для усиления механических колебаний является использование конусной формы излучателя и излучателей с

экспоненциальной формой. В области высоких ультразвуковых мощностей длину излучателя делают равной половине волны резонансных колебаний.

Пьезоэлектрический материал обычно имеет небольшую массу с малой инерционностью. Поэтому он подходит для эффективной работы при относительно высокой акустической частоте и малой длине волны. [35, 36]. Это позволяет использовать резонатор небольших размеров и, следовательно, создавать более компактные конструкции термоакустических двигателей. Однако из-за малой инерционности выходная мощность подобных преобразователей невелика. Для увеличения инерционности и настройки резонансной частоты пьезоэлектрического материала можно добавить дополнительные грузы [37]. В работах [38, 39] для увеличения инерционности к пьезоэлектрическому генератору добавлен груз с пружиной, который должен увеличивать деформацию пьезоэлемента при той же акустической мощности.

Основные составные элементы пьезоэлектрического преобразователя представлены на рисунке 1.17. Преобразователь содержит пакет плоских пьезокерамических колец 1 с расположенными между ними токоподводящими шайбами 2. Пакет расположен между передней и тыльной накладками 5 и 6, скрепленными стяжным стержнем 7 посредством резьбовых соединений 8 и 9. Диаметр гладкой части d стержня 7 меньше диаметров D_1 и D_2 резьбовых соединений 8 и 9. Между нитками резьбы, выполненной в отверстиях накладок 5 и 6, и резьбы, выполненной на стяжном стержне 7, а также в зазоре между поверхностью отверстия тыльной накладки 6 и гладкой частью стержня 7, находится слой припоя. Между стержнем 7 и отверстиями пьезокерамических колец 1 и токоподводящих шайб 2 установлена втулка 11 из электроизоляционного материала. Отношение расстояния L_1 от середины длины участка резьбы конца стержня 7, закрепленного в передней накладке 5, до торца передней накладки к расстоянию L_2 от середины длины этого участка до конца стержня 7, закрепленного в отверстии тыльной накладки 6, составляет 0,3-0,6.

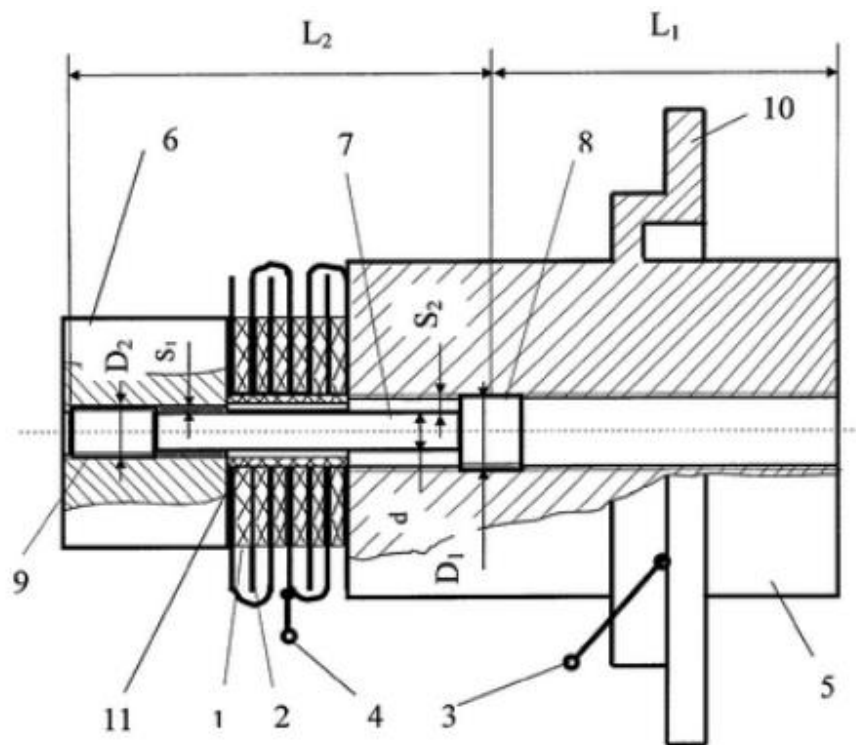


Рисунок 1.17 – Составные элементы пьезоэлектрического преобразователя

Преобразователь содержит пакет плоских пьезокерамических колец 1 с расположенными между ними токоподводящими шайбами 2. Пакет расположен между передней и тыльной накладками 5 и 6, скрепленными стяжным стержнем 7 посредством резьбовых соединений 8 и 9. Диаметр гладкой части d стержня 7 меньше диаметров D_1 и D_2 резьбовых соединений 8 и 9. Между нитками резьбы, выполненной в отверстиях накладок 5 и 6, и резьбы, выполненной на стяжном стержне 7, а также в зазоре между поверхностью отверстия тыльной накладки 6 и гладкой частью стержня 7, находится слой припоя. Между стержнем 7 и отверстиями пьезокерамических колец 1 и токоподводящих шайб 2 установлена втулка 11 из электроизоляционного материала. Отношение расстояния L_1 от середины длины участка резьбы конца стержня 7, закрепленного в передней накладке 5, до торца передней накладки к расстоянию L_2 от середины длины этого участка до конца стержня 7, закрепленного в отверстии тыльной накладки 6, составляет 0,3-0,6. Внешний вид пьезоэлектрического преобразователя представлен на рисунке 1.18.

Конструкция данного типа преобразователя представляется малоприменимой для использования в промышленных технологических установках, т.к. применение резьбовых соединений, не снабженных средствами фиксации, сопряжено в условиях вибрации с риском самоотвинчивания деталей в процессе работы преобразователя. На торцевых поверхностях накладок преобразователя, контактирующих с пьезоэлектрическими элементами, имеются кольцевые проточки. Указанные проточки имеют треугольную форму и могут являться концентраторами напряжений, что в условиях вибрации может привести к образованию усталостных трещин в накладках.



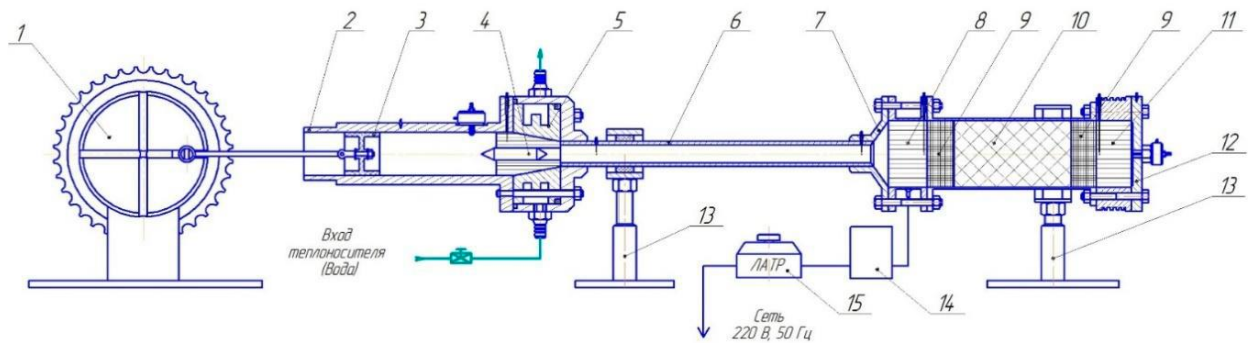
Рисунок 1.18 – Внешний вид пьезоэлектрического преобразователя

Уровень мощностей, полученных с использованием пьезоэлектрических генераторов составляет 0,001 – 37 Ватт [35-40] При этом КПД преобразования составляет 0,2 – 22 %.

1.2.3 Кривошипно-шатунный преобразователь

Наиболее простым преобразователем возвратно-поступательного движения во вращательное является кривошипно-шатунный механизм. Его удобно использовать в термоакустических двигателях с низкой частотой процесса. Как правило – это ТАД на стоячей волне. На рисунке 1.19

изображена схема двигателя и вид экспериментальной установки с КШМ. Этот двигатель был создан и испытан на кафедре теплотехники и тепловых двигателей (рисунок 1.20) [41], получены его индикаторные характеристики. Так как перспективные ТВД как на стоячей, так и на бегущей волне имеют замкнутый внутренний контур с высоким давлением рабочего тела, то размещение в них механизма с КШМ бесперспективно.



1 - маховик с кривошипом; 2 - цилиндр; 3 - поршень; 4 - центральное обтекаемое тело, выполняющее функцию дросселя; 5 - основной проточный холодный теплообменник; 6 - пульсационная труба; 7 - конический фланец горячего теплообменника; 8 - горячий теплообменник; 9 - регулировочные проставки поджатия регенератора; 10 - регенератор; 11 - холодный теплообменник; 12 - крышка холодного теплообменника; 13 - теплоизолирующие стойки; 4 - ваттметр; 15 - лабораторный автотрансформатор

Рисунок 1.19 – Термоакустический двигатель с кривошипно-шатунным механизмом

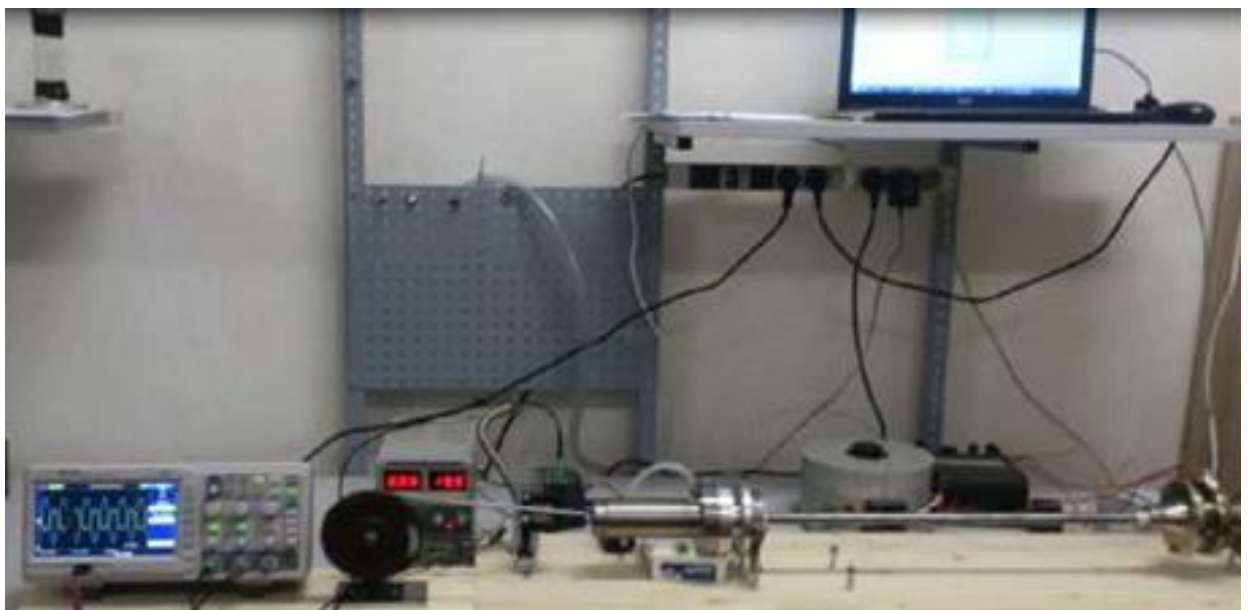


Рисунок 1.20 – Лабораторная установка и её компоненты

1.2.4 Магнитогидродинамические преобразователи

В магнитогидродинамических (МГД) преобразователях используется электропроводящая жидкость, которая колеблется под действием акустической волны, генерируемой термоакустическим двигателем. Если эту электропроводящую колеблющуюся жидкость поместить в магнитное поле, то за счёт электромагнитной индукции можно получить электрическую энергию. Поскольку рабочая жидкость используется для преобразования акустической энергии непосредственно в электричество, в ней нет механически движущихся частей, как и в остальных частях термоакустического двигателя. Поэтому термоакустические двигатели с МГД-генераторами хорошо подходят для применения там, где невозможно техническое обслуживание, например, на космических аппаратах [42-43]. Схема МГД генератора изображена на рисунке 1.21.

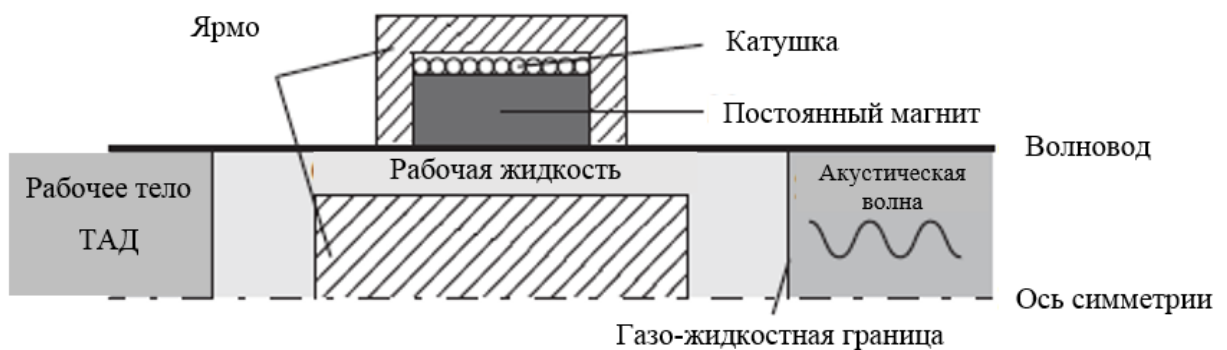


Рисунок 1.21 – Схематическое изображение индуктивного магнитогидродинамического преобразователя, приводимого в действие акустической волной

Постоянный магнит создаёт магнитное поле через ярмо из ферромагнетика, линии магнитного поля расположены вертикально (перпендикулярно акустическому тракту). Рабочая жидкость под действием акустической волны колеблется в горизонтальной плоскости, перпендикулярно магнитному полю. Колебательное движение жидкости при этом возбуждает переменный ток в катушке, расположенной перпендикулярно постоянному магнитному полю и колеблющейся жидкости [44-45].

В качестве электропроводящей рабочей жидкости чаще всего используется жидкий натрий. Он обладает высокой чувствительностью к воздействию магнитного поля благодаря своей низкой плотности и высокой электропроводности. Основным его недостатком является высокая химическая активность, которая может привести к повреждению элементов термоакустического двигателя [46]. Также могут быть использованы другие рабочие жидкости: жидкие металлы, соли, плазма и др.

Свифт и др. разработали один из первых прототипов термоакустического двигателя с МГД-генератором, представленный в серии исследований [46, 47, 48] и в заявке на патент [49]. Их двигатель, включая первичный двигатель, генерирующий акустическую энергию, был полностью заполнен жидким натрием под давлением 200 бар. Несмотря на хорошие показатели эффективности, высокое давление во всём двигателе создаёт сложности с герметизацией и генерации акустических колебаний. Для решения этой проблемы было предложено разделить двигатель на две части. В первой части для генерации акустических волн использовать газ в качестве рабочего тела, а во второй электропроводящую жидкость для МГД генератора. Разделения двух сред можно обеспечить за счёт силы тяжести в U образной трубке. Недостатком подобной конструкции является наличие границы раздела газ-жидкость в которой могут возникнуть проблемы при передачи акустической энергии из-за разницы импеданса. Рабочая частота двухфазных ТАД составляет не более 100 Гц [45], а однофазных натриевых около 1000 Гц [46, 47].

Расчётный КПД МГД генератора может достигать 65%, при вырабатываемой мощности 500 Вт [45]. Экспериментальные данные по эффективности работы МГД генератора немногочисленны. Это связано с высокой стоимостью и сложностью реализации конструкции МГД генератора для использования в термоакустическом двигателе. В работе [46] в ТАД с МГД генератором полностью заполненным натрием под давлением 200 бар КПД составил 45% при вырабатываемой мощности 300 Вт.

1.2.5 Пульсационный турбопривод

Пульсационный турбопривод (ПТ) состоит из акустического волновода (резонатора) и турбины (микротурбины). Турбина ПТ представляет собой лопаточную машину, ротор которой вращается в одном и том же направлении, независимо от направления движения потока. Идея использовать ПТ в термоакустических двигателях появилась относительно недавно, в связи с этим информации в литературе о них не так много. Несмотря на это ПТ является наиболее перспективными для применения в термоакустических двигателях. Основным их преимуществом является невысокая стоимость и возможность использовать в их конструкции существующие высокоэффективные электрогенераторы. Наибольшее распространение турбины ПТ получили на приливных электростанциях и электростанциях с осциллирующим водяным столбом (OWC) [51, 52, 53], где турбина ПТ используется для преобразования энергии морских волн в электричество (рисунок 1.22). Существуют три основных вида турбин ПТ, которые будут рассмотрены ниже.

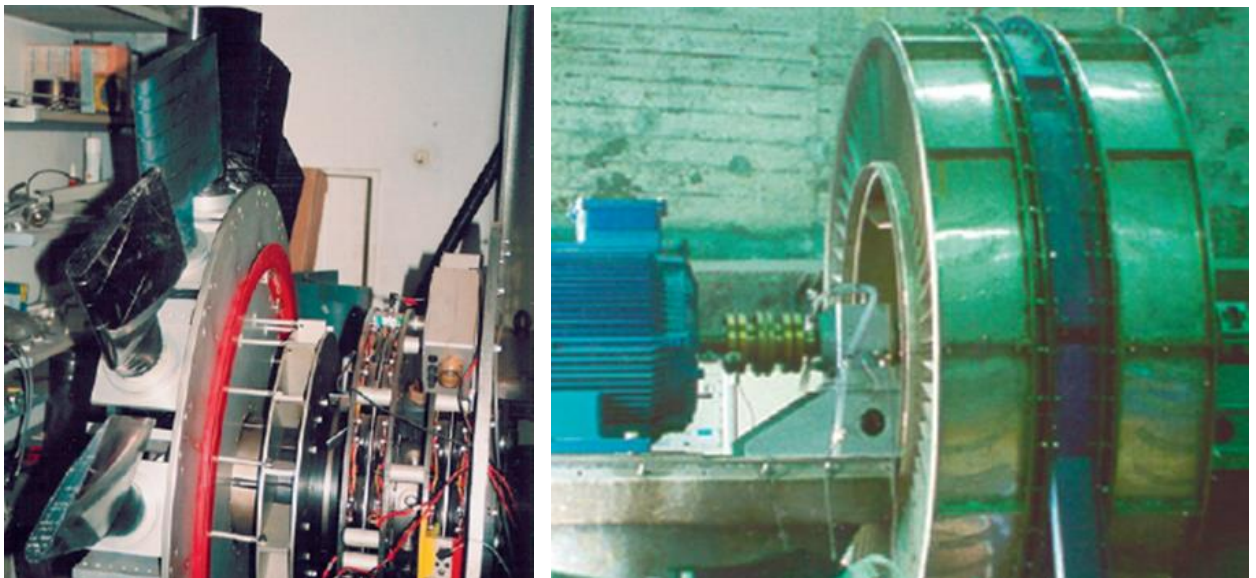


Рисунок 1.22 – Турбина Уэльса для OWC, остров Пико, Португалия

Турбина Уэльса имеет самую простую конструкцию из всех благодаря простой геометрии лопаток турбины, плоскость симметрии профилей которых перпендикулярна воздушному потоку (рисунок 1.23) [54, 55].

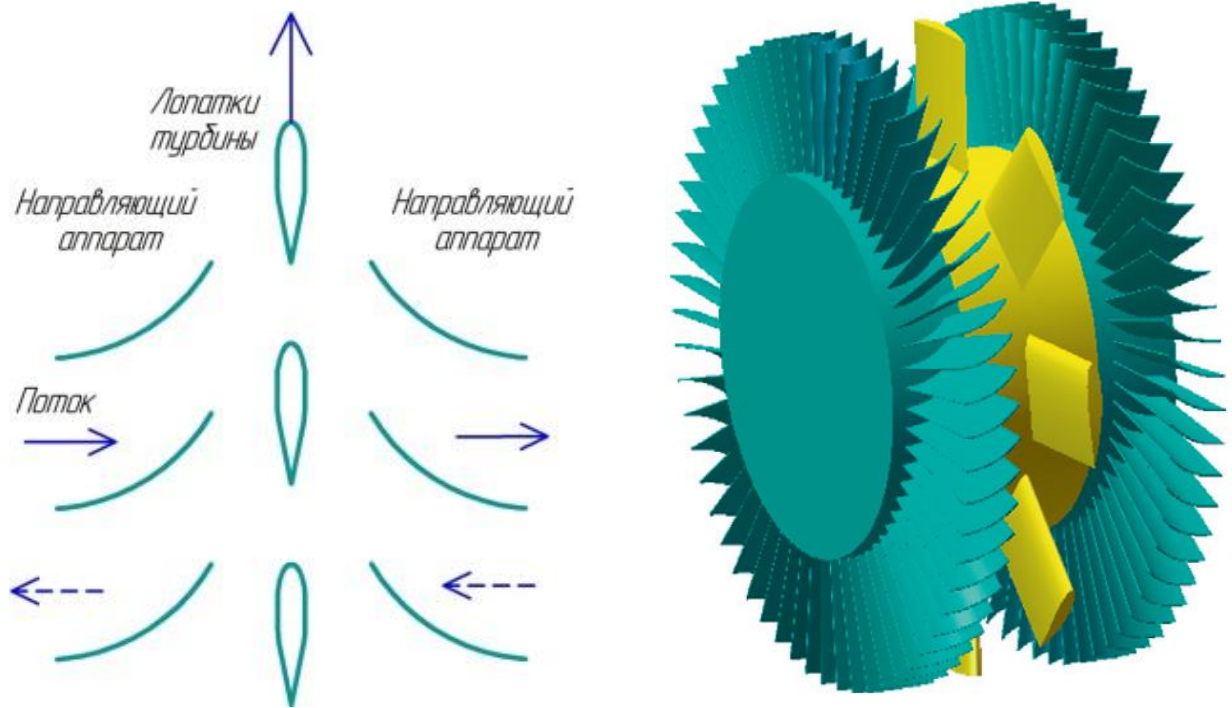


Рисунок 1.23 – Турбина Уэльса

Поток движется вдоль оси, проходя через направляющий аппарат, и попадает на лопатки рабочего колеса турбины, приводя её в движение. Конструкция лопаток турбины Уэльса самая простая из существующих пульсационных турбин и как следствие самая дешёвая. Профиль турбины Уэльса хорошо вписывается в тракт термоакустического двигателя. Основными её недостаткам являются низкая эффективность и плохие пусковые характеристики (без направляющего аппарата в начальный момент времени необходимо повернуть рабочее колесо, после чего его вращение может поддерживать проходящий через него поток) [56, 57]. Существует целый ряд работ по совершенствованию подобных турбин [58, 59, 60, 61]. Также для эффективной работы турбины Уэльса необходима большая тангенциальная сила и значительное время течения потока в одном направлении. Поэтому данная турбина нашла широкое применение в приливных электростанциях [62, 63]. Эффективность подобных турбин не превышает 30%.

Радиальная турбина ПТ состоит из двух основных частей: сопловой аппарат и рабочее колесо турбины (рисунок 1.24). Сопловой аппарат представляет собой два ряда направляющих лопаток, расположенных на

разном радиусе. Внутренний ряд для прямого движения потока, внешний для возвратного. Между сопловыми аппаратами расположено рабочее колесо турбины. По сравнению с турбиной Уэльса и осевой турбиной ПТ радиальная турбина ПТ имеет более высокий крутящий момент. Она имеет более высокую эффективность [64, 65, 66] (до 50 % в установках ОWC) и хорошие пусковые характеристики [67, 68, 69]. Из основных недостатков можно отметить сложность конструкции из-за несимметричности профиля (входной угол лопаток турбины, внутреннего и внешнего направляющих аппаратов не одинаков) [70, 71, 72], а также для её применения необходима дополнительная резонансная камера в термоакустической системе, что приведёт к увеличению габаритов и массы всего термоакустического двигателя.

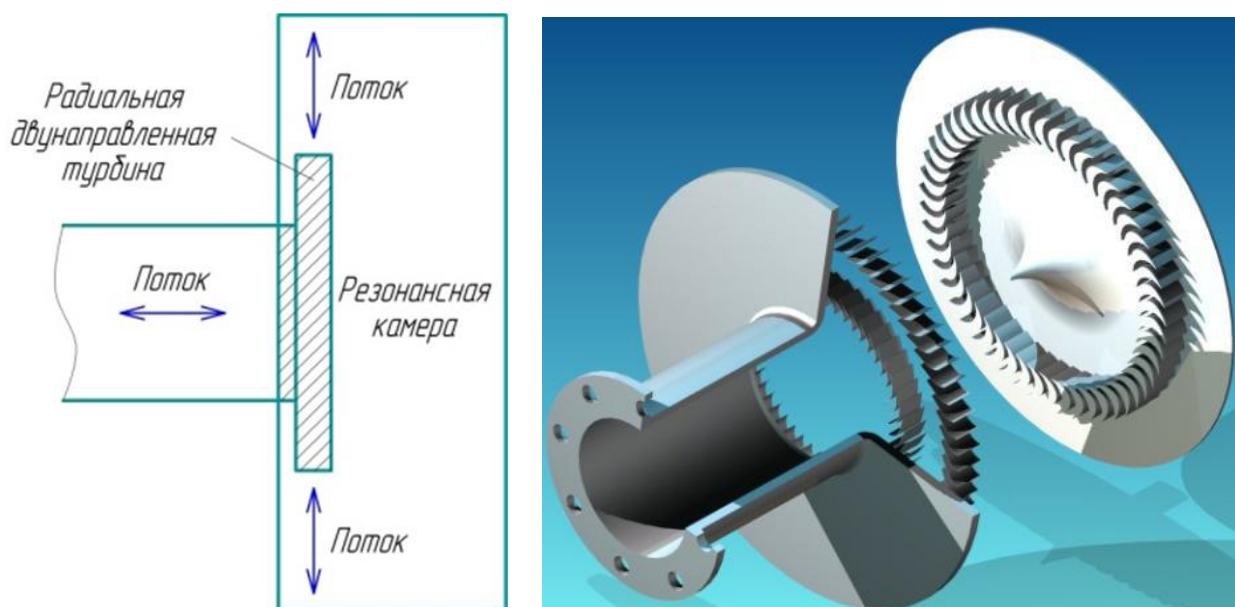


Рисунок 1.24 - Радиальная турбина ПТ

Демонстрационная установка была создана инженерами компании Aster Thermoacoustics (Нидерланды) и представлена в 2015 году на третьем международном семинаре по термоакустики в университете Твенте, Нидерланды (рисунок 1.25).

Осевая турбина ПТ имеет более сложный профиль лопаток рабочего колеса по сравнению с турбиной Уэльса [73, 74]. Турбина ПТ состоит из трёх частей: рабочего колеса с закреплённым на валу электрогенератором и двух неподвижных направляющих аппаратов (рисунок 1.26).

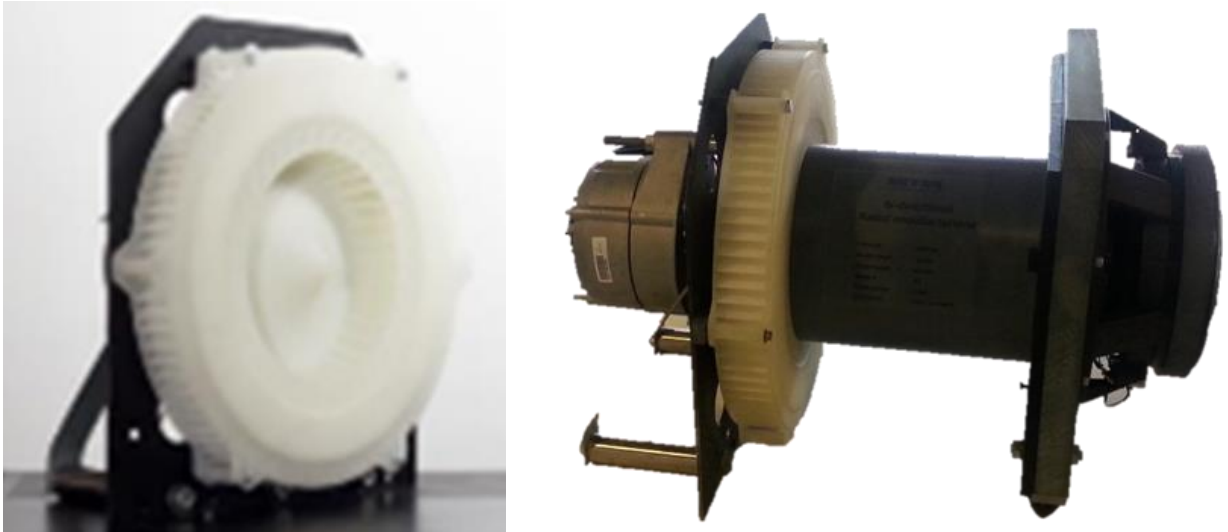


Рисунок 1.25 - Радиальная турбина ПТ Aster Thermoacoustics, Нидерланды

Пусковые характеристики и эффективность выше, чем у турбины Уэльса, и аналогичны радиальной турбине ПТ [75, 76, 77]. В работах [78, 79, 80] проводятся исследования по оптимизации подобных турбин для применения их в установках ОВС. Конструкция осевой турбины ПТ хорошо вписывается в термоакустическую систему, не увеличивая её массы и габаритов. По геометрическим размерам, используемые в термоакустических системах, турбины ПТ являются микротурбинами (МТ).

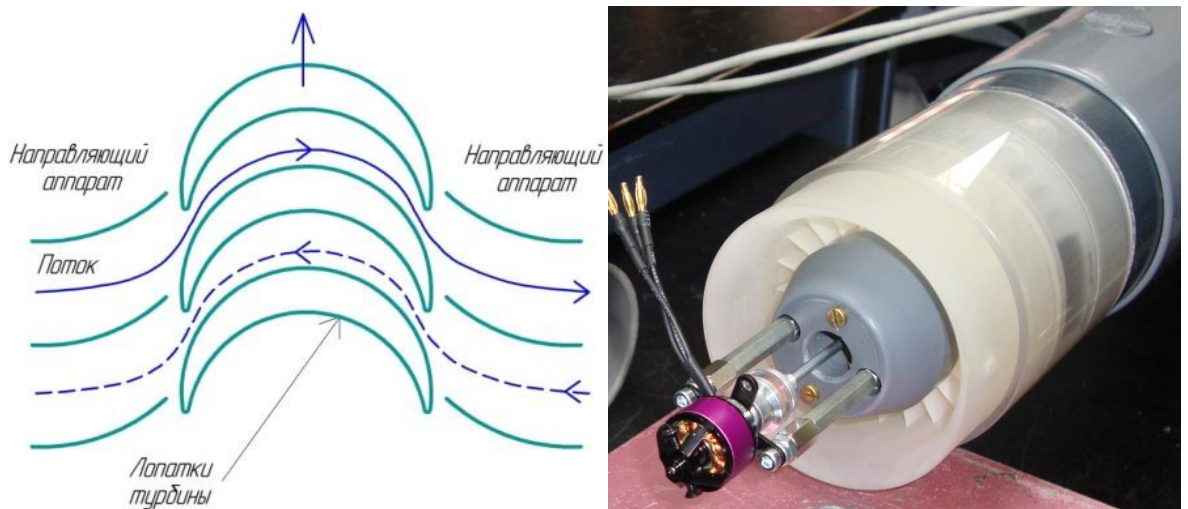


Рисунок 1.26 – Осевая турбина ПТ

По результатам сравнительного анализа наиболее оптимальной для термоакустического двигателя является осевая МТ. Она сочетает в себе максимальную эффективность и оптимальную для термоакустического двигателя конструкцию. Испытания осевой МТ для ТАД при атмосферном

давлении показали КПД преобразования акустической энергии в электрическую 20 - 25% [81, 82]. Однако термоакустические двигатели работают при давлениях заправки 2-4 МПа, и большем среднем давлении. Исследования Кис де Блока [82] показали что при увеличении плотности рабочего тела до 48 кг/м^3 КПД МТ может достигать 85% (рисунок 1.27).

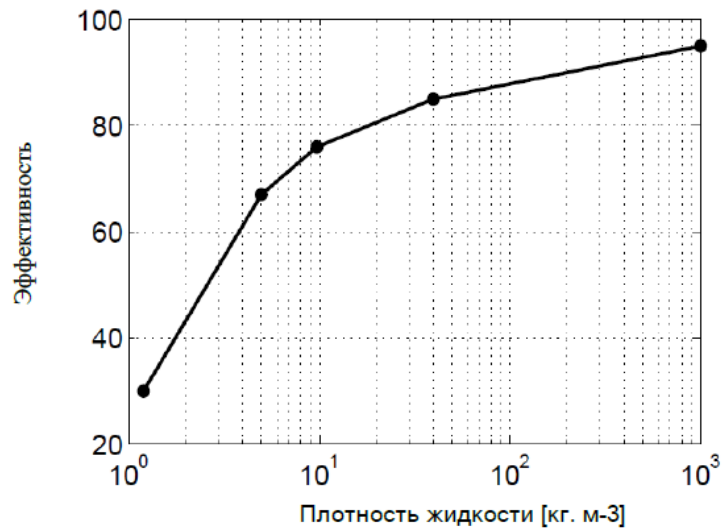


Рисунок 1.27 – Зависимость КПД турбины ПТ от плотности рабочего тела

Ещё одним преимуществом МТ является возможность их масштабирования для различных мощностей термоакустических систем.

Выводы по главе

Электромагнитные преобразователи являются наиболее хорошо изученными и зарекомендовавшими себя в термоакустических двигателях и холодильниках. На сегодняшний день по результатам экспериментальных исследований с помощью линейных генераторов (альтернаторов) были получены самая большая мощность (до 4,7 кВт) и КПД (до 75%). Основными их недостатками являются высокая стоимость, сложность изготовления и большая масса. Более дешёвые громкоговорители в силу конструкции не способны выдерживать большие нагрузки и выдавать аналогичные параметры по мощности и КПД.

Пьезоэлектрические преобразователи, работающие на высоких частотах, позволяют создать компактные термоакустические системы. Однако

выходная мощность подобных систем по результатам экспериментальных исследований не превышает 37 Ватт, а КПД 22%.

Преобразователь с кривошипно-шатунным механизмом достаточно прост в реализации. Основным преимуществом является низкая стоимость и возможность использовать обычный электрогенератор. Недостатком являются большие потери на трение поршня об стенки акустического тракта, сложность герметизации при высоких давлениях, большая масса из-за необходимости использовать маховик. Данный преобразователь больше подходит для демонстрационных целей и исследования основных узлов термоакустического двигателя.

Магнитогидродинамические преобразователи не имеют механически подвижных частей, что делает их очень надёжными и перспективными для использования в качестве бортовой энергетической установки. Аналитические исследования прогнозируют высокие показатели мощности (до 500 Вт) и эффективности (60 – 72%). Однако по результатам немногочисленных экспериментальных исследований выходная мощность данного электрогенератора составила 300 Вт при КПД 45%. Немногочисленные экспериментальные исследования связаны со сложностью реализации конструкции подобных преобразователей в термоакустическом двигателе.

МТ ПТ благодаря относительной дешевизне, высокой надёжности и эффективности являются наиболее перспективными преобразователями для термоакустических двигателей. Конструкция осевой МТ отлично вписывается в тракт термоакустического двигателя не значительно увеличивая его массу и габариты. Данные по применению подобных турбин в установках ОВС показывают, что выходная мощность может достигать сотни кВт. Экспериментальные исследования на атмосферном воздухе показывают значения КПД 20-25%. При этом увеличение давления до рабочих давлений в ТАД позволяет увеличить КПД до 85%.

2 Метод проектирования пульсационного турбопривода в составе бортовой энергетической установки

2.1 Энергетика волнового процесса

Для количественной оценки акустической энергии, которая может быть преобразована в ПТ в механическую работу, необходимо знание физических процессов, происходящих в упругой газовой среде при её механических возмущениях (деформации).

Распространение волн в линейной однородной изотропной среде описывается дифференциальным уравнением, которое называется волновым уравнением:

$$\frac{\partial^2 s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 s}{\partial z^2} = \frac{1}{v^2} \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}, \quad (2.1)$$

или

$$\Delta s = \frac{1}{v^2} \frac{\partial^2 s}{\partial t^2}. \quad (2.2)$$

Здесь s – физическая величина, которая характеризует возмущение, распространяющееся в среде со скоростью v (скорость звука).

Упругая среда, в которой распространяются механические волны, обладает как кинетической энергией колебательного движения частиц газа (осцилляции), так и потенциальной энергией, обусловленной деформацией.

Объёмная плотность кинетической энергии среды, Дж/м³:

$$w_k = \frac{dW_k}{dV} = \frac{1}{2} \rho v_1^2, \quad (2.3)$$

где v_1 – скорость частиц газа (текущая, одинаковая для всех частиц газа в выбранном элементарном объеме dV скорость газа).

Объёмная плотность потенциальной энергии упруго деформируемой среды:

$$w_{\Pi} = \frac{dW_{\Pi}}{dV} = \frac{1}{2} \rho v^2 \varepsilon^2, \quad (2.4)$$

где v – фазовая скорость волны в среде (скорость звука), ε – относительная деформация.

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

$$w = w_k + w_n = \frac{1}{2} \rho (v_1^2 + v^2 \varepsilon^2), \quad (2.5)$$

Для продольной плоской бегущей волны (рисунок 2.1):

$$v_1 = \frac{ds}{dt}, \quad (2.6)$$

где s – смещение частиц газа в осцилляциях.

Относительную деформацию можно выразить следующим образом:

$$E = \frac{ds}{dx} = -\frac{v_1}{v}. \quad (2.7)$$

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

$$w = \rho v_1^2 = \rho \left(\frac{\partial s}{\partial t} \right)^2. \quad (2.8)$$

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

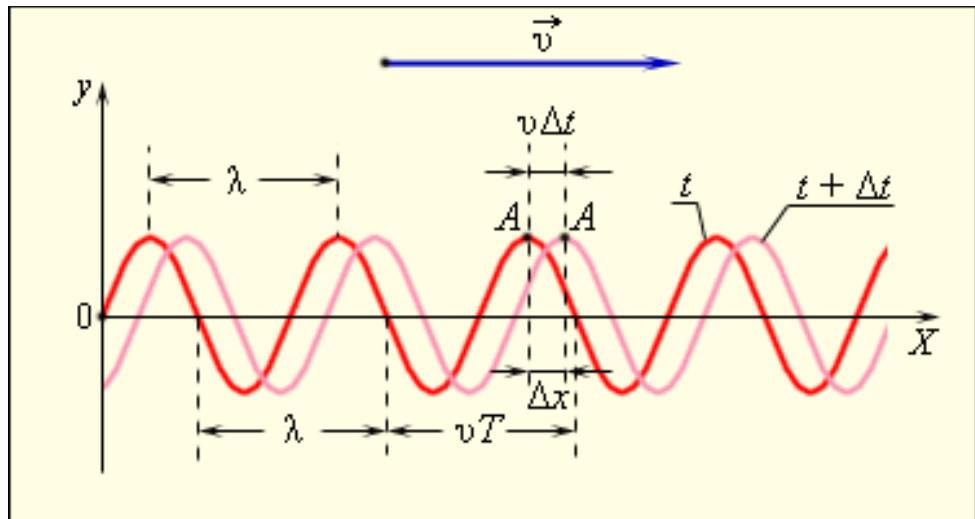


Рисунок 2.1 – Бегущая волна

Так как распространение упругих волн неразрывно связано с передачей энергии от одних участков среды к другим (при этом для вовлечения в колебательное движение все более удаленных областей среды необходимо затрачивать энергию, сообщаемую среде источником) и w_k и w_n являются одинаковыми функциями времени, то объёмная плотность энергии w зависит от времени и координат.

Для плоской бегущей синусоидальной волны в непоглощающей среде

$$w = \rho A^2 \omega^2 \sin^2(\omega t - kx + \varphi_0), \quad (2.9)$$

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

Среднее за период значение объёмной плотности энергии:

$$\langle w \rangle = \frac{\rho A^2 \omega^2}{2}, \quad (2.10)$$

Поток энергии Φ - Вт/ м²

$$d\Phi_\omega = \frac{dW}{dt}, \quad (2.11)$$

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

$$U = \omega v, \quad (2.12)$$

$$U = \frac{\partial \Phi_\omega}{\partial S_\perp}. \quad (2.13)$$

Интенсивность волны I – модуль среднего значения вектора Умова.

I - численно равна энергии, переносимой волной в единицу времени сквозь единицу площади поверхности, перпендикулярной к направлению распространению волны. Вт/ м²

$$I = |\langle U \rangle| = v \langle w \rangle = \frac{1}{2} \rho v \omega^2 A^2 \quad (2.14)$$

где $\langle w \rangle$ – плотность потока энергии, а ω^2 – квадрат круговой частоты.

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

$$A(x) = A_0 e^{-\alpha x} \quad (2.15)$$

$$I(x) = I_0 e^{-2\alpha x} \quad (2.16)$$

Так как МТ ПТ предполагается использовать в тупиковых отводах (резонаторах) от основного акустического тракта. При этом, как показывают предварительные испытания, её положение в резонаторах определяется

формированием в них стоячей волны, то становится необходимым предварительный анализ условий образования стоячей волны в резонаторе турбины.

Стоячая волна формируется в результате наложения двух бегущих навстречу друг другу синусоидальных волн. Они имеют одинаковые частоту и амплитуду (рисунок 2.2).

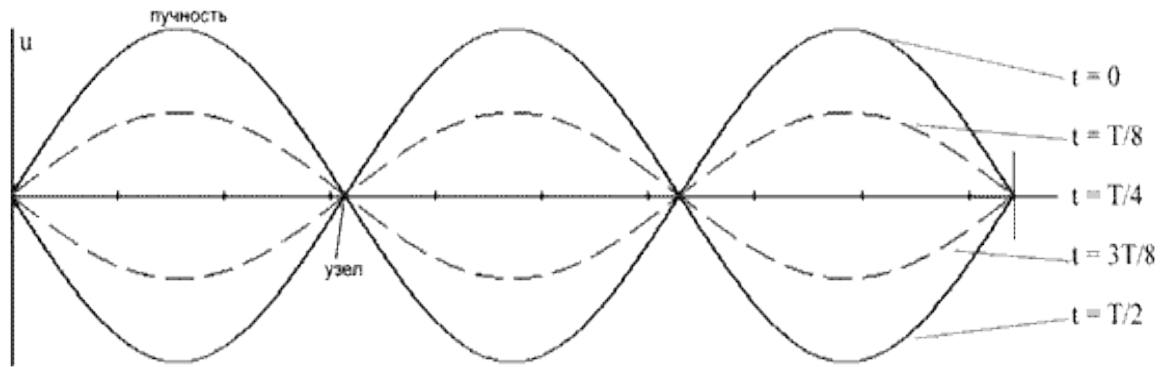


Рисунок 2.2 – Стоячая волна

Плоская стоячая волна формируется из двух когерентных плоских волн:

$$s = s_1 + s_2 = 2A \cos\left(kx + \frac{\alpha}{2}\right) \sin\left(\omega t + \frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.17)$$

Здесь α – разность фаз в точках $x = 0$.

Амплитуда стоячей волны в отличие от амплитуды бегущей волны A является периодической функцией координаты x .

$$A_{ст} = 2A \left| \cos\left(kx + \frac{\alpha}{2}\right) \right| \quad (2.18)$$

Положение узлов и пучностей (рисунок 2.3) находится из условий:

$A_{ст}=0$ – узел стоячей волны,

$A_{ст}=\max=2A$ – пучность стоячей волны,

$kx + \frac{\alpha}{2} = (2m + 1)\frac{\pi}{2}$ – узлы,

$kx + \frac{\alpha}{2} = m\pi$ – пучности,

где $m=0,1,2,\dots$

В стоячей волне при переходе через узел фаза колебаний изменяется скачком на π , так как при этом $\cos(kx + \alpha/2)$ изменяет знак на противоположный.



Рисунок 2.3 – Отображение узлов и пучностей стоячей волны

В точке $x = 0$ разность фаз отраженной и падающей волн

$$\alpha = -(2kl + \pi) \quad (2.19)$$

Это соотношение полезно для определения синхронности или не синхронности воздействия обратной волны на источник колебаний (мембрану динамика) в эксперименте.

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

Скорость осцилляций в стоячей волне можно рассчитать:

$$v_1 = \frac{\partial s}{\partial t} = 2A\omega \cos\left(kx + \frac{\alpha}{2}\right) \times \cos\left(\omega t + \frac{\alpha}{2}\right) \quad (2.20)$$

а относительная деформация среды будет:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{\partial s}{\partial x} = -2Ak \sin\left(kx + \frac{\alpha}{2}\right) \sin\left(\omega t + \frac{\alpha}{2}\right) = \\ &= 2Ak \sin\left(kx + \frac{\alpha}{2}\right) \cos\left(\omega t + \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2}\right) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Следует отметить, что в отличие от бегущей волны, в стоячей волне деформация опережает скорость на $\pi/2$.

Считается, что плотность потока энергии в узлах и пучностях тождественно равна нулю. И среднее за период значение плотности потока энергии для любой точки волны также равно нулю, так как две бегущие волны переносят энергию в противоположных направлениях.

Однако особенность работы МТ ПТ заключается в том, что, будучи однонаправленного вращения, имея два направляющих аппарата, она

воспринимает поток газа (независимо от направления осцилляции) как поток, соответствующий направлению её вращения.

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

При количественной оценке потери энергии волны МТ можно будет, зная её аэродинамическое сопротивление, вычленив долю энергии, преобразованной в работу. Представленные выше соотношения позволяют теоретически оценить энергетические характеристики волны и прогнозировать работу турбины.

2.2 Алгоритм проектного расчёта пульсационного турбопривода

Ниже представлен алгоритм проектного расчёта пульсационного турбопривода (рисунок 2.4).

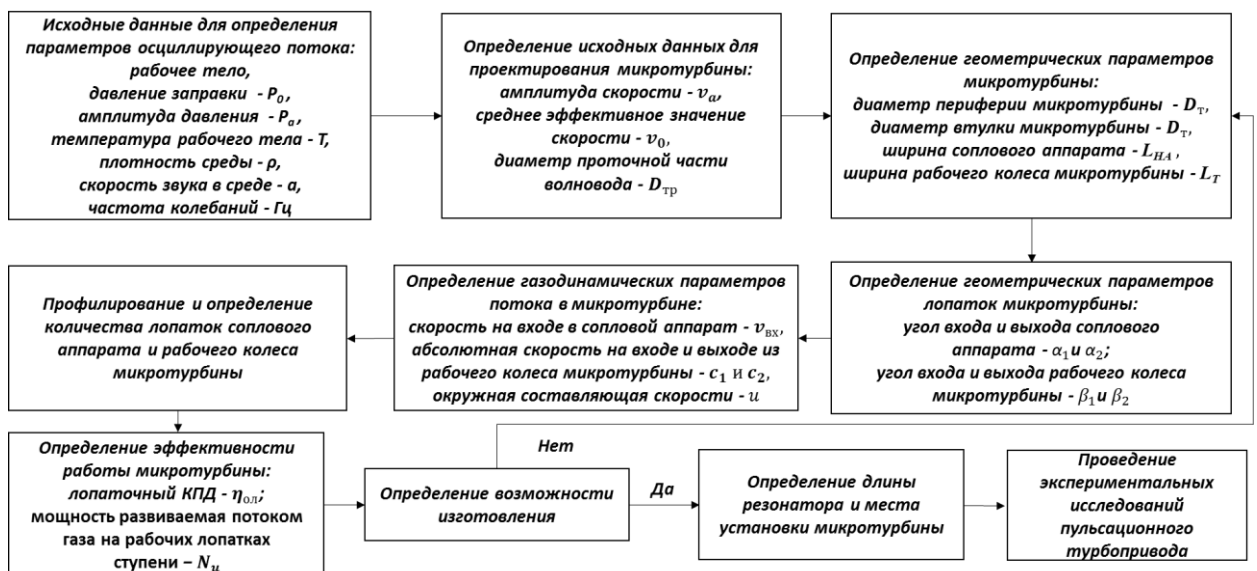


Рисунок 2.4 – Алгоритм проектного расчёта пульсационного турбопривода

Начальный этап работы заключается в задании ряда параметров работы термоакустического двигателя:

- давление заправки в термоакустическом двигателе;
- амплитуда давления;

- рабочее тело;
- частота колебаний.

Далее на основе этих данных производиться расчёт основных исходных данных для расчёта микротурбины ПТ:

- амплитуда скорости;
- амплитуда давления;
- среднее эффективное значение скорости;
- диаметр проточной части волновода;

После расчёта основных исходных данных для проектирования микротурбины ПТ определяются её геометрические параметры:

- диаметр периферии;
- диаметр втулки;
- ширина соплового аппарата;
- ширина рабочего колеса.

Далее определяются геометрические параметры лопаток соплового аппарата и рабочего колеса микротурбины ПТ:

- углы входа и выхода соплового аппарата;
- углы входа и выхода рабочего колеса;
- ширина соплового аппарата;
- ширина рабочего колеса.

Далее определяются газодинамические параметры потока в микротурбине ПТ:

- скорость на входе и выходе из соплового аппарата;
- абсолютная скорость на входе и выходе из рабочего колеса;
- окружная составляющая скорости.

После данного этапа необходимо провести профилирование лопаток соплового аппарата и рабочего колеса микротурбины и определить их количество.

Далее производиться расчёт эффективности лопаточного венца и мощностных характеристик микротурбины ПТ:

- лопаточный КПД;
- мощность, развиваемая потоком газа на рабочих лопатках ступени.

После данного этапа проводится технологическая проработка с определением возможности изготовления спроектированной микротурбиной ПТ. Если возможности изготовления ограничены, но производится перерасчёт основных геометрических параметров микротурбины ПТ с целью упрощения конструкции.

Далее производится определение длины резонатора и места установки микротурбины ПТ.

На завершающем этапе проектного расчёта пульсационного турбопривода производятся его экспериментальные исследования. Предварительные экспериментальные исследования производятся на атмосферном воздухе, а окончательные в рабочей среде и при давлениях проектируемого термоакустического двигателя.

2.3 Расчёт пульсационного турбопривода для термоакустического двигателя

Как было отмечено в разделе ранее, изменение скорости потока и давления являются гармоническими функциями.

В термоакустической системе в результате генерации звуковых волн давление постоянно изменяется по определённому закону (рисунок 2.5). Пиковые значения P_a являются амплитудой, которая определяет акустическую мощность. Газ, движущийся в термоакустической системе, периодически изменяет направление, его средняя скорость будет равна нулю. Но пиковые значения скорости можно использовать для вращения микротурбины пульсационного турбопривода.

В отличие от расходной проточной турбины рассматриваемая двунаправленная микротурбина работает на нестационарных осциллирующих знакопеременных потоках, что существенно должно отразиться на методике её расчёта. В первом приближении для оценочного расчёта можно предложить квазистационарное течение газа с осреднёнными параметрами.

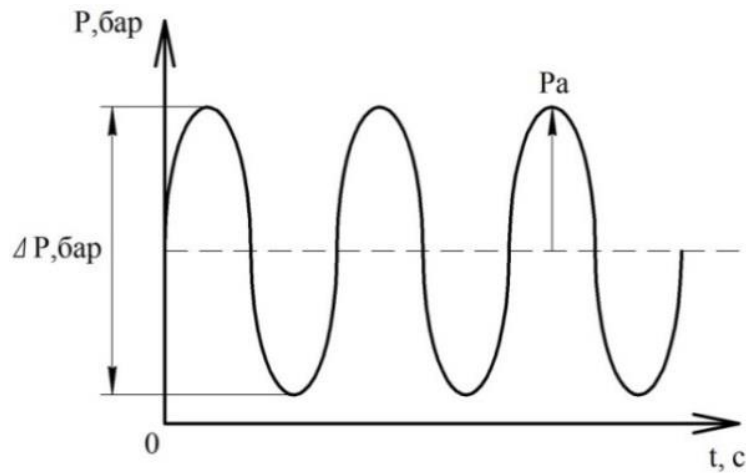


Рисунок 2.5 - График изменения давления в термоакустической системе
 Для вычисления амплитуды скорости в тракте термоакустического двигателя c_a можно воспользоваться формулой:

$$c_a = \frac{Pa}{Z}, \quad (2.22)$$

где Z – акустическое сопротивление.

$$Z = \rho \cdot c, \quad (2.23)$$

где ρ – плотность среды;

c – скорость звука в среде.

Пиковое значение является мгновенным, поэтому оно не подходит для расчёта микротурбины. Для её расчёта используется среднее эффективное значение скорости c_0 по формуле:

$$c_0 = \frac{c_a}{\sqrt{2}}. \quad (2.24)$$

Полученное значение скорости примем как входное значения для расчёта геометрических параметров микротурбины ПТ.

Вторым исходным значением для расчёта геометрических параметров будет диаметр проточной части термоакустической системы $D_{пр}$. Тогда площадь поперечного сечения проточной части $A_{пр}$ будет равна:

$$A_{пр} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{пр}^2 \right). \quad (2.25)$$

Площадь поперечного сечения соплового аппарата микротурбины A_{ca} будет меньше, чем в проточной части за счёт верхнего бандажа и центрального обтекателя. Благодаря этому скорость потока на входе в рабочее колесо будет

больше, что в свою очередь повышает выходную мощность микротурбины ПТ.

$$A_{0ca} = \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{пр}^2 \right) - \left(\frac{\pi}{4} \cdot D_{бондаж}^2 + \frac{\pi}{4} \cdot D_{об}^2 \right) \quad (2.26)$$

С учётом этого скорость на входе в сопловой аппарат c_{0ca} будет равна:

$$c_{0ca} = \frac{A_{пр}}{A_{0ca}} \cdot c_0 \quad (2.27)$$

Если пренебречь потерями в сопловом аппарате и принять плотность постоянной (в силу малой скорости течения на входе в сопловой аппарат – $c_0 < 0,3 \text{ Мах}$), то абсолютную скорость c_1 на входе в рабочее колесо микротурбины под углом α_1 определяется через уравнение неразрывности.

$$c_1 = \frac{A_{0ca}}{A_{1ca}} \cdot c_{0ca}, \quad (2.28)$$

где A_{1ca} – площадь поперечного сечения на выходе их соплового аппарата.

Чем меньше будет угол α_1 тем больше будет окружная составляющая скорости u , что в свою очередь увеличит эффективность микротурбины. Однако при очень малом угле α_1 может произойти срыв потока, что приведёт к падению КПД.

У данной микротурбины ПТ степень реактивности $\rho = 0$. Для микротурбин с нулевой степенью реактивности максимальный КПД достигается при:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos\alpha_1}{2} \quad (2.28)$$

Тогда входной угол лопаток β_1 будет равен:

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_1 \cdot \sin\alpha_1}{c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u} \quad (2.29)$$

Силу, действующую на лопатки микротурбины в осевом направлении R_u можно найти по формуле:

$$R_u = G(c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2), \quad (2.30)$$

где G – расход газа;

c_2 – абсолютная скорость на выходе из рабочего колеса турбины;

α_2 – угол выхода из рабочего колеса.

Тогда мощность N_u , развиваемая потоком газа на рабочих лопатках ступени, может быть найдена как произведение усилия R_u на окружную скорость рабочих лопаток u :

$$N_u = R_u u = Gu(c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2) \quad (2.31)$$

Относительный лопаточный КПД турбины $\eta_{ол}$ можно найти как отношение удельной работы L_u к располагаемой энергии ступени \overline{H}_0 .

Удельную работу можно найти по формуле:

$$L_u = u(c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2) \quad (2.32)$$

При отсутствии перепада температуры и давления располагаемую энергию ступени можно записать в виде:

$$\overline{H}_0 = \frac{c_1^2}{2} \quad (2.33)$$

Так как скорость потока в термоакустической системе меняется, как показано на рисунке 2.6, наибольшая скорость достигается в промежутке от $\frac{\pi}{4}$ до $\frac{3\pi}{4}$. С учётом этого при расчёте КПД микротурбины ПТ необходимо ввести поправочный коэффициент φ :

$$\varphi \approx 0,5$$

Тогда относительный лопаточный КПД будет равен:

$$\eta_{ол} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot u \cdot (c_1 \cdot \cos\alpha_1 + c_2 \cdot \cos\alpha_2)}{c_1^2} \quad (2.34)$$

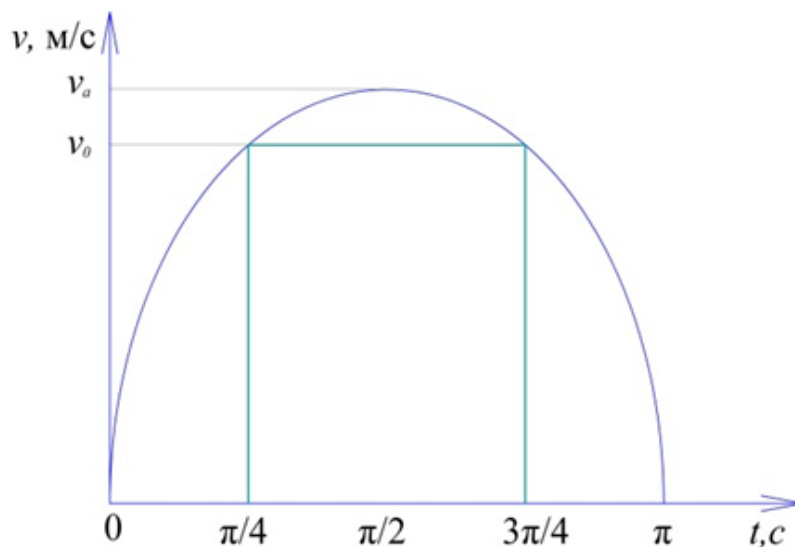


Рисунок 2.6 - Зависимость изменения скорости от полупериода звуковой
ВОЛНЫ

Так же необходимо отметить, что для достижения максимальной мощности на турбине необходимо согласовать размер турбинной секции и частоту колебаний осциллирующего потока газа. Исходя из выше сказанного, можно предположить, что максимальную мощность импульсная турбина будет развивать, при условии равенства длины турбинной секции и двойному смещению осциллирующего потока.

Ещё одной важной особенностью является резонансная камера, конструкция которой должна обеспечивать отражение звуковых волн с необходимым фазовым смещением.

2.3.1 Газодинамический расчет основных характеристик микротурбины пульсационного турбопривода

В этой главе определены параметры и точная конфигурация. Схема секций осевой МТ ПТ показана на рисунке 2.7.

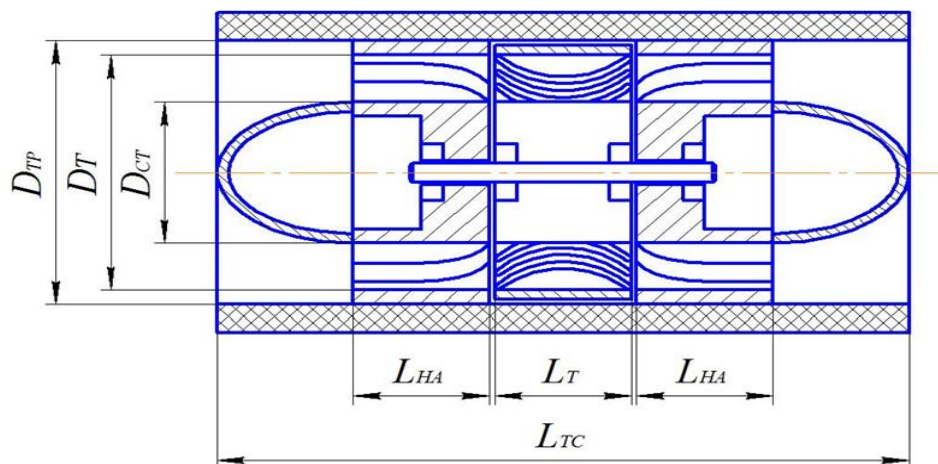


Рисунок 2.7 - Схема секций осевой пульсационной турбины

Более детальный обзор принципа работы МТ, в том числе векторов скорости представлен на рисунке 2.8. На этом рисунке c_1 является абсолютной скоростью на входе в рабочее колесо МТ (в точке, где поток газа выходит из направляющего аппарата), c_2 является абсолютной скоростью на выходе из рабочего колеса МТ (когда рабочее тело выходит из рабочего колеса и попадает во второй направляющий аппарат). Кроме того, w_1 и w_2 относительные скорости на входе и выходе соответственно, которые являются перпендикулярными β_1 (лопаточный угол на входе в турбину) и β_2 (лопаточный угол на выходе из турбины). Угол потока на входе в рабочее

колесо МТ определяется углом на выходе из соплового аппарата α . Этот угол меньше, чем угол лопатки β , из-за этой разницы возникает третий вектор скорости u , который является окружной скоростью движения лопатки.

Эффективность осевой МК ПТ зависит от угла входа потока в направляющего аппарата α . Чем меньше угол на входе, тем выше эффективность МТ. Однако при достижении определённого минимального значения этого угла происходит срыв потока.

Минимальный выходной угол лопаток соплового аппарата составляет 12° . При использовании меньшего угла эффективность будет теоретически возрастать, но на практике эффективность снижается. Существует всегда небольшой зазор между направляющим аппаратом и вращающейся МТ, чтобы предотвратить трение между этими элементами. При очень малом угле, например, 5° воздух, который выходит из направляющего аппарата проходит рядом с МТ, вместо того чтобы попасть на лопатки, как показано на рисунке 2.9. Таким образом, минимальный угол направляющего аппарата, составляет 12° .

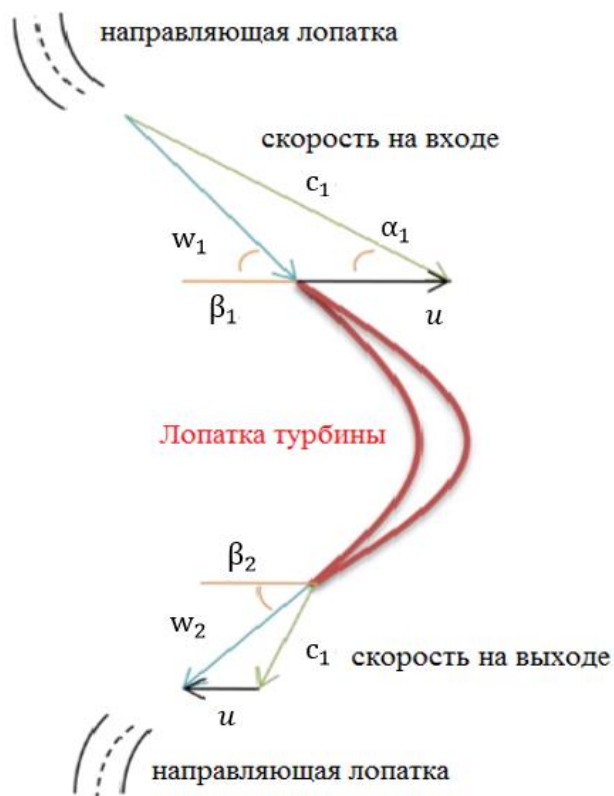


Рисунок 2.8 - Принцип работы МТ ПТ с векторами скорости

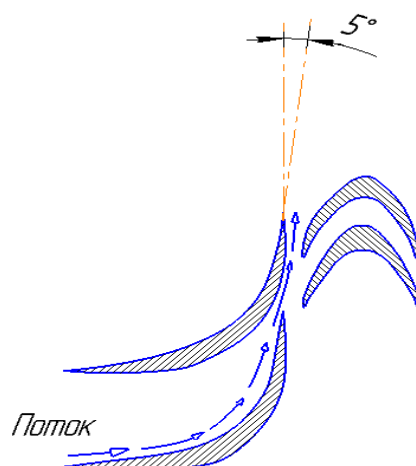


Рисунок 2.9 - Направляющая лопатка с маленьким углом входа

2.3.2 Расчёт микротурбины пульсационного турбопривода диаметром 55 мм.

В качестве исходных данных для расчёта осевой МТ ПТ был взят предполагаемый диаметр тракта термоакустического двигателя, равный 56 мм. Для генерации звуковых волн был использован акустический сабвуфер мощностью 72 Вт. Диаметр динамика составляет 140 мм. Рабочим телом будет воздух при атмосферном давлении 101325 Па. Частота осцилляций (f) составляет 50-150 Гц, скорость распространения звука c – 343 м/с, плотность среды (ρ) 1,2 кг/м³. Расчётная амплитуда осцилляций (A) – 10мм. Тогда максимальная амплитуда акустического давления для частоты колебаний 50 Гц составит:

$$P_a = 2\pi f \rho c A = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot 1,2 \cdot 343 \cdot 0,02 = 2586,16 \text{ Па.} \quad (2.35)$$

Для расчёта амплитуды скорости необходимо рассчитать акустический импеданс (Z_0). Акустический импеданс — это комплексное акустическое сопротивление среды, представляющее собой отношение комплексных амплитуд звукового давления к колебательной объёмной скорости:

$$Z_0 = c \cdot \rho = 343 \cdot 1,2 = 411,6 \frac{\text{Па}\cdot\text{с}}{\text{м}}. \quad (2.36)$$

Тогда амплитуда скорости будет равна:

$$c_a = P_a / Z_0 = \frac{2586,16}{411,6} = 6,28 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.37)$$

Период колебаний (T) составит:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{1}{50} = 0,02 \text{ с.} \quad (2.38)$$

Пиковое значение является мгновенным и поэтому не подходит для расчёта турбины. Для её расчёта используется среднее эффективное значение скорости:

$$c_0 = \frac{c_a}{\sqrt{2}} = \frac{3,14}{\sqrt{2}} = 4,44 \text{ м/с} \quad (2.39)$$

Изменение скорости осциллирующего потока в зависимости от времени осцилляций представлена на рисунке 2.10.

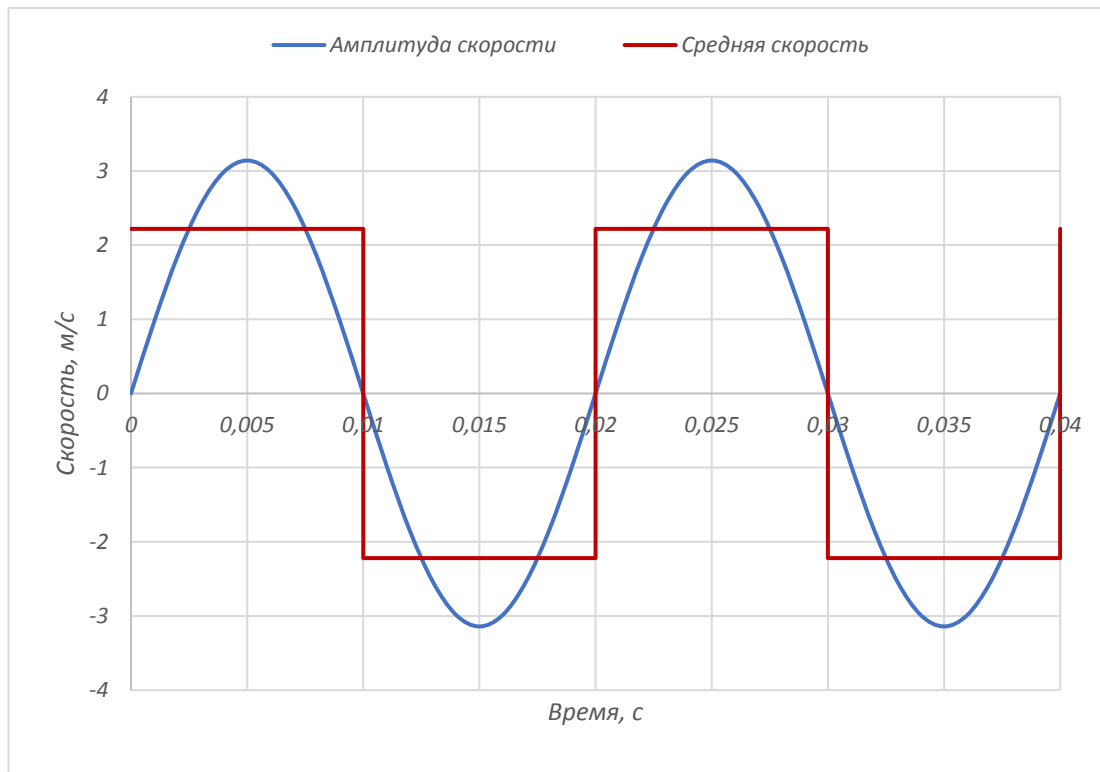


Рисунок 2.10 – Изменение скорости осциллирующего потока

Следующим исходным значением для расчёта геометрических параметров будет диаметр проточной части термоакустической системы $D_{пр}$. Тогда площадь поперечного сечения проточной части будет равна:

$$A_{пр} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{пр}^2 = \frac{\pi \cdot 0,056^2}{4} = 0,00246 \text{ м}^2. \quad (2.40)$$

Площадь поперечного сечения на входе в сопловом аппарате $A_{са}$ (с учётом бандажной полки) будет меньше, чем в тракте:

$$A_{са} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{са}^2 = \frac{\pi \cdot 0,050^2}{4} = 0,00196 \text{ м}^2. \quad (2.41)$$

Прходного сечения на входе в сопловой аппарат с учётом центрального обтекателя $A_{об}$ будет равно:

$$A_{0ca} = A_{ca} - A_{оп} = A_{ca} - \frac{\pi}{4} \cdot D_{оп}^2 = 0,00196 - \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,00125 \text{ м}^2. \quad (2.42)$$

С учётом этого скорость на входе в сопловой аппарат c_{0ca} будет равна:

$$c_{0ca} = \frac{A_{пр}}{A_{0ca}} \cdot c_0 = \frac{0,00246}{0,00125} \cdot 4,44 = 8,74 \text{ м/с} \quad (2.43)$$

Если пренебречь потерями в сопловом аппарате и принять плотность постоянной (в силу малой скорости течения на входе в сопловой аппарат – $c_0 < 0,3 \text{ Мах}$), то абсолютную скорость c_1 на входе в рабочее колесо микротурбины под углом α_1 определяется через уравнение неразрывности.

С учётом этого абсолютная скорость на выходе из соплового аппарата будет определяться через отношение проходных площадей на входе и выходе из соплового аппарата. Благодаря этому скорость потока на входе в рабочее колесо c_1 будет больше, что, в свою очередь, повышает выходную мощность пульсационной турбины:

$$c_1 = \frac{A_{0ca}}{A_{1ca}} \cdot c_{0ca} = \frac{0,00125}{0,00042} \cdot 8,74 = 26 \text{ м/с} \quad (2.44)$$

Благодаря этому скорость потока на входе в рабочее колесо будет больше, что, в свою очередь, повышает выходную мощность пульсационной турбины.

Чем меньше будет угол α_1 , тем больше будет окружная составляющая скорости u , что, в свою очередь, увеличит эффективность турбины. Однако при очень малом угле α_1 может произойти срыв потока, что приведёт к падению КПД.

У данной пульсационной турбины степень реактивности $\rho=0$. Для турбин с нулевой степенью реактивности максимальный КПД достигается при:

$$\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (2.45)$$

Оптимальным углом входа α_1 в рабочее колесо турбины составляет 12° . Тогда окружная скорость будет равна:

$$u = \frac{c_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} = \frac{26 \cdot \cos 12^\circ}{2} = 12,74 \text{ м/с}. \quad (2.46)$$

Тогда входной угол лопатки рабочего колеса найдём по формуле:

$$\beta = \arctan \frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u} = \frac{26 \cdot \sin 12^\circ}{26 \cdot \cos 12^\circ - 12,74} = 23^\circ. \quad (2.47)$$

Так как скорость потока в термоакустической системе изменяется, как показано на рисунке 2.9, то наибольшая скорость достигается в промежутке от $\pi/4$ до $3\pi/4$. С учётом этого при расчёте КПД турбины необходимо ввести поправочный коэффициент φ . $\varphi \approx 0,5$.

Тогда лопаточный КПД пульсационной турбины будет равен:

$$\eta = \frac{\varphi \cdot \cos^2 \alpha_1 (1 + k_b)}{2} = 0,47, \quad (2.48)$$

где k_b - коэффициент потерь на трения об лопатки, $k_b = 0,97$.

Расход воздуха через турбину можно найти из выражения:

$$m = \rho V = 1,2 \cdot 0,01094 = 0,01313 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (2.49)$$

где V - объёмный расход.

Изменение окружной составляющей абсолютной скорости будет равно:

$$c_u = \frac{\eta \cdot c_1^2}{2 \cdot u} = 12,55 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.50)$$

Сила, действующая на лопатки рабочего колеса МТ ПТ в окружном направлении будет равна:

$$P_t = m c_u = 0,01313 \cdot 12,55 = 0,1648 \text{ Н}. \quad (2.51)$$

Частота вращения турбины составит:

$$n = \frac{u}{\pi d_{\text{ср}}} 60 = \frac{12,74 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,04} = 6084 \text{ об/мин}. \quad (2.52)$$

Мощность МТ ПТ можно найти как:

$$N = P_t \cdot u = 0,1648 \cdot 12,74 = 2,1 \text{ Вт}. \quad (2.53)$$

Так же необходимо отметить, что для достижения максимальной мощности на МТ необходимо согласовать размер турбинной секции и частоту

колебаний осциллирующего потока газа. Исходя из выше сказанного, можно предположить, что максимальную мощность МТ ПТ будет развивать, при условии равенства длины турбинной секции и двойному смещению осциллирующего потока.

На основании полученных данных были спроектированы направляющие аппарат и рабочее колесо турбины.

2.3.3 Конструкция микротурбины пульсационного турбопривода диаметром 50 мм

Для построения трёхмерной модели пульсационной турбины на основании выше полученных данных был спроектирован профиль лопаток соплового аппарата и рабочего колеса МТ, которая показана на рисунке 2.11.

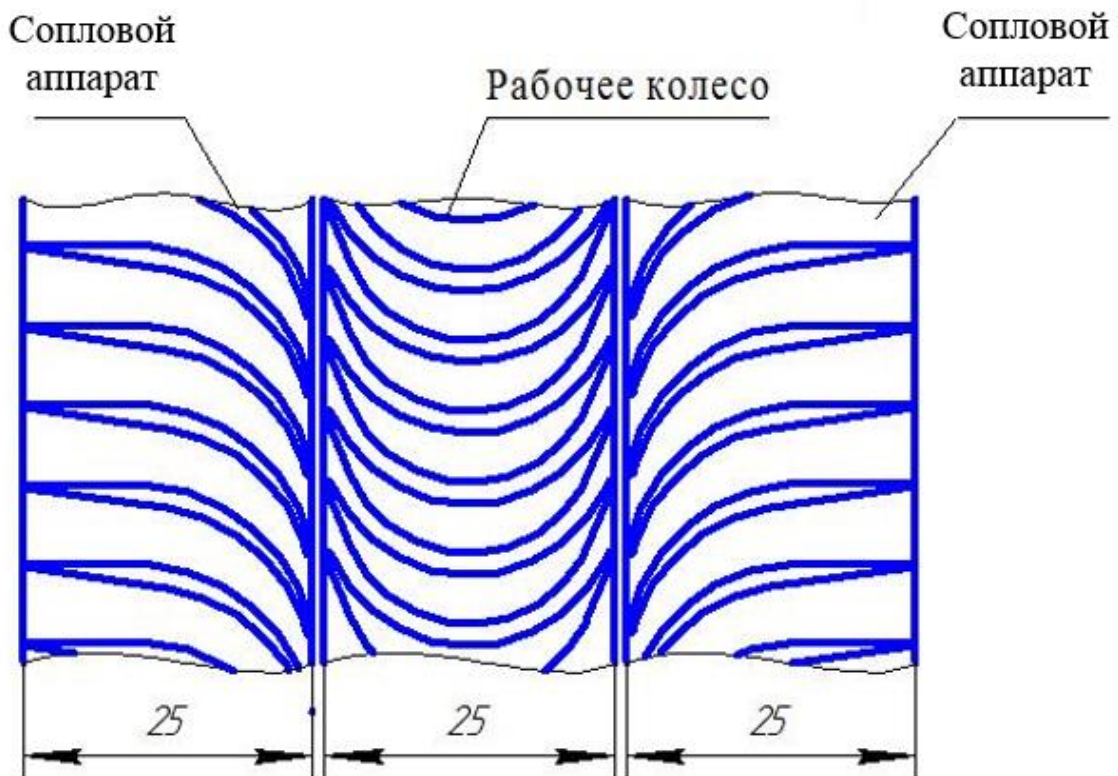


Рисунок 2.11 – Профиль лопаток рабочего колеса и турбины

Далее с помощью САД пакета SolidWorks был построен сопловой аппарат МТ ПТ. Ширина соплового аппарата – 25 мм, диаметр 56 мм. (рисунок 2.12).

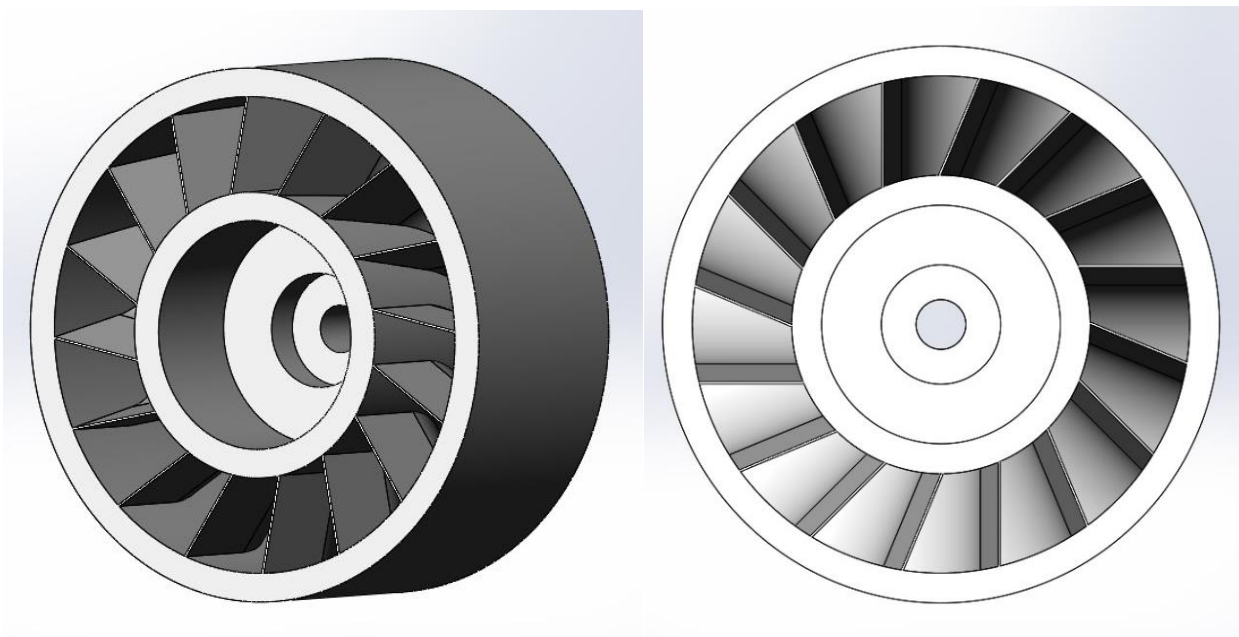


Рисунок 2.12 – Трёхмерная модель соплового аппарата

Далее было построено рабочее колесо МТ ПТ диаметром 55мм, шириной 25мм и числом лопаток -18. Это показано на рисунках 2.13, 2.14

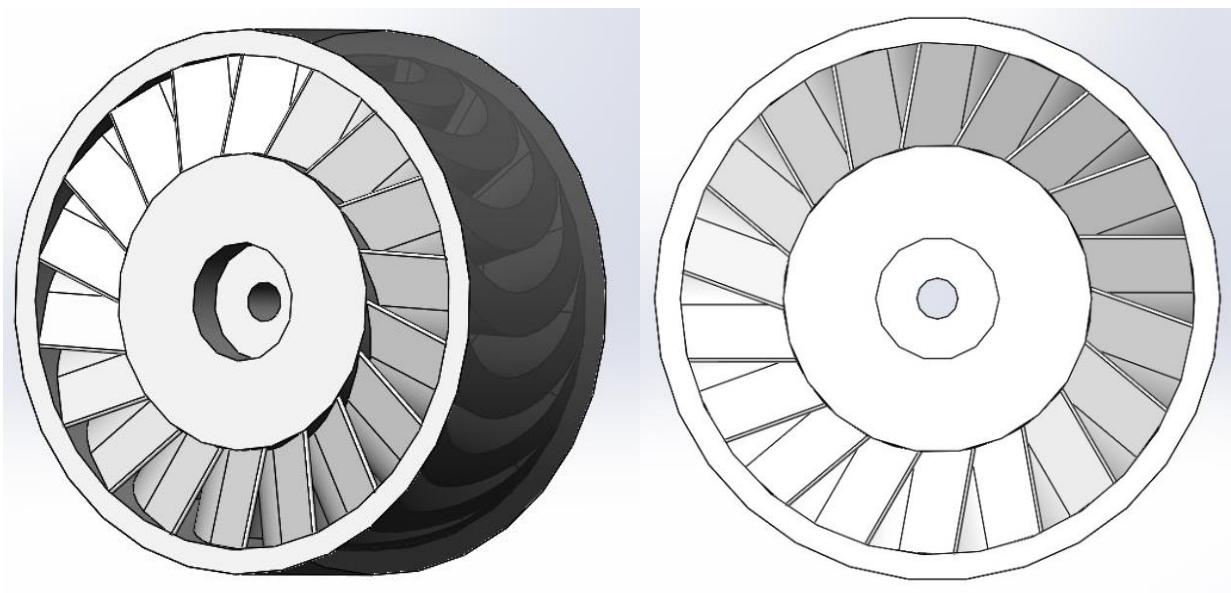


Рисунок 2.13 – Трёхмерная модель рабочего колеса МТ ПТ

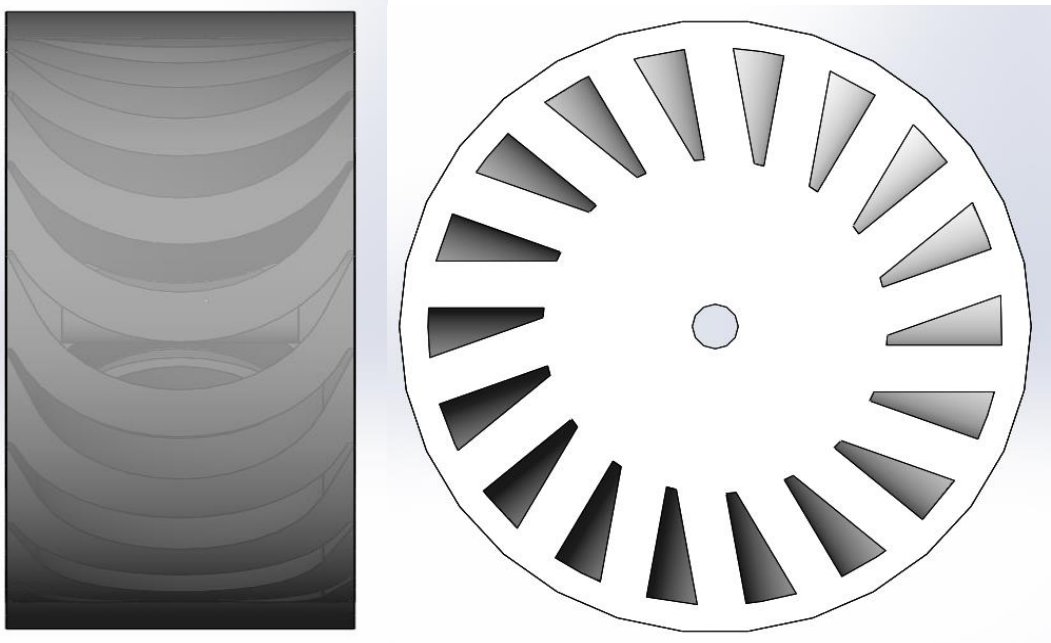


Рисунок 2.14 – Трёхмерная модель рабочего колеса МТ ПТ и разрез

Второй сопловой аппарат строится симметрично первому.

Также был построен обтекатель для более плавного течения потока, который показан на рисунок 2.15.

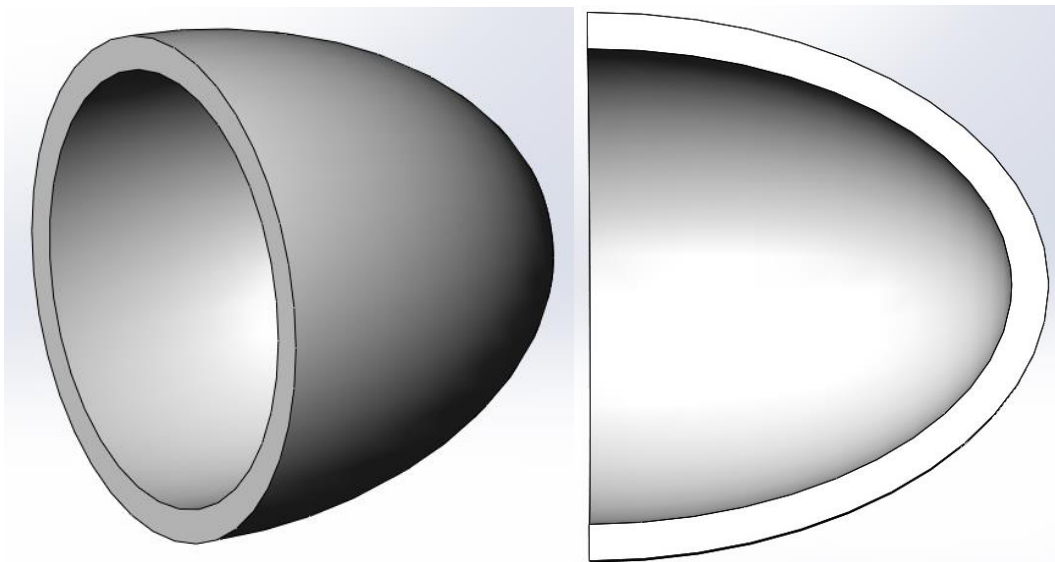


Рисунок 2.15 – Трёхмерная модель обтекателя и его разрез

Далее был построен корпус и произведена сборка построенных компонентов. Корпус показан на рисунке 2.16.

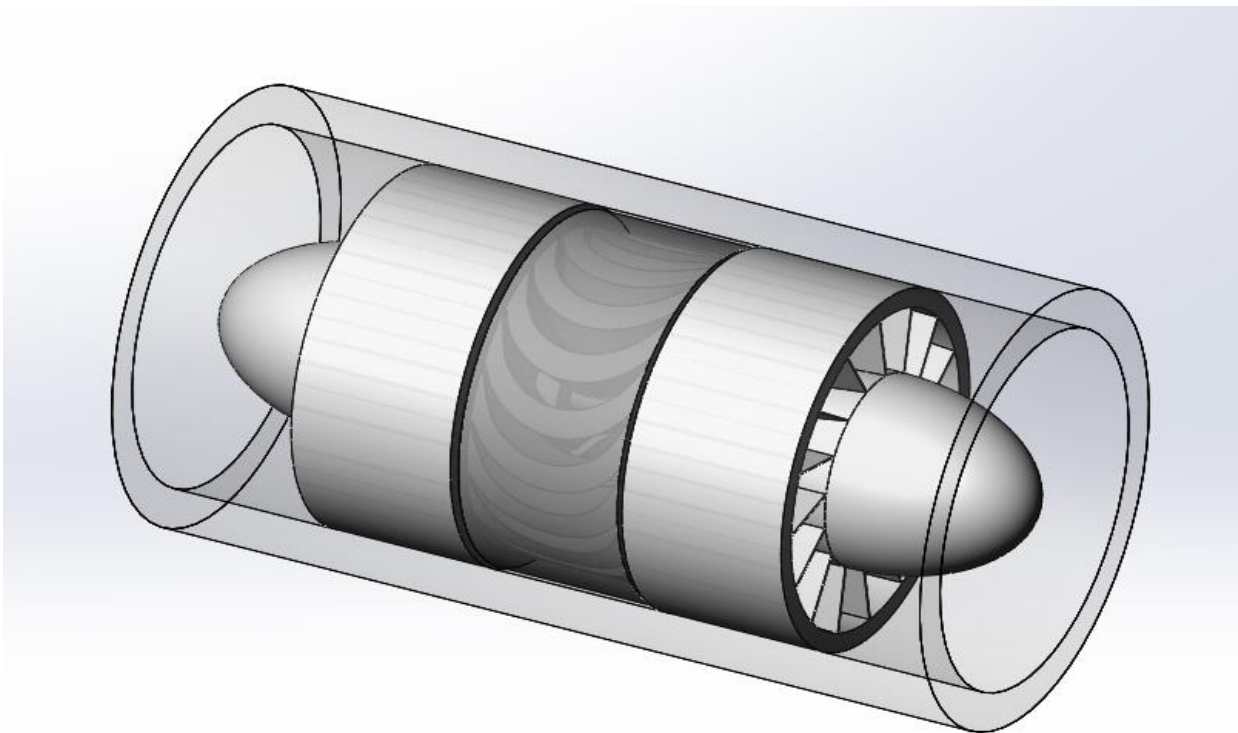


Рисунок 2.16 – Трёхмерная модель МТ ПТ

После проработки вариантов крепления сопловых аппаратов и рабочего колеса на валу спроектированная МТ ПТ была выращена при помощи 3d принтера. Элементы МТ ПТ показаны на рисунке 2.17.



Рисунок 2.17– Изготовленная на 3D принтере модель пульсационной турбины

2.3.4 Расчёт пульсационного турбопривода диаметром 108 мм с электрогенератором.

В качестве исходных данных для расчёта осевой МТ ПТ был взят предполагаемый диаметр тракта термоакустического двигателя, равный 110 мм. Для генерации звуковых волн был использован акустический сабвуфер мощностью 500 Вт. Диаметр динамика составляет 180 мм. Рабочим телом будет воздух при атмосферном давлении 101325 Па. Частота осцилляций (f) составляет 50-150 Гц, скорость распространения звука c – 343 м/с, плотность среды (ρ) 1,2 кг/м³. Расчётная амплитуда осцилляций (A) – 45мм. Тогда максимальная амплитуда акустического давления для 60 Гц составит:

$$P_a = 2\pi f \rho c A = 2 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 1,2 \cdot 343 \cdot 0,045 = 6982,6 \text{ Па.} \quad (2.54)$$

Для расчёта амплитуды скорости необходимо рассчитать акустический импеданс (Z_0). Акустический импеданс — это комплексное акустическое сопротивление среды, представляющее собой отношение комплексных амплитуд звукового давления к колебательной объёмной скорости:

$$Z_0 = c \cdot \rho = 343 \cdot 1,2 = 411,6 \frac{\text{Па} \cdot \text{с}}{\text{м}}. \quad (2.55)$$

Тогда амплитуда скорости будет равна:

$$c_a = P_a / Z_0 = \frac{7758,5}{411,6} = 16,96 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.56)$$

Период колебаний (T) составит:

$$T = \frac{1}{f} = \frac{1}{60} = 0,0167 \text{ с}. \quad (2.57)$$

Пиковое значение является мгновенным и поэтому не подходит для расчёта МТ ПТ. Для её расчёта используется среднее эффективное значение скорости:

$$c_0 = \frac{c_a}{\sqrt{2}} = \frac{16,96}{\sqrt{2}} = 12 \text{ м/с}. \quad (2.58)$$

Следующим исходным значением для расчёта геометрических параметров будет диаметр проточной части термоакустической системы $D_{пр}$. Тогда площадь поперечного сечения проточной части будет равна:

$$A_{\text{пр}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{пр}}^2 = \frac{\pi \cdot 0,110^2}{4} = 0,009503 \text{ м}^2. \quad (2.59)$$

Площадь поперечного сечения на входе в сопловой аппарат $A_{\text{са}}$ (с учётом бандажной полки) будет меньше, чем в трубке:

$$A_{\text{са}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{са}}^2 = \frac{\pi \cdot 0,103^2}{4} = 0,00833 \text{ м}^2. \quad (2.60)$$

Проходного сечения на входе в сопловой аппарат с учётом центрального обтекателя $A_{\text{об}}$ будет равно:

$$A_{\text{оса}} = A_{\text{са}} - A_{\text{оп}} = A_{\text{са}} - \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{оп}}^2 = 0,00833 - \frac{\pi \cdot 0,035^2}{4} = 0,007368 \text{ м}^2. \quad (2.61)$$

С учётом этого скорость на входе в сопловой аппарат $c_{\text{оса}}$ будет равна:

$$c_{\text{оса}} = \frac{A_{\text{пр}}}{A_{\text{оса}}} \cdot c_0 = \frac{0,009503}{0,007368} \cdot 12 = 15,48 \text{ м/с} \quad (2.62)$$

Если пренебречь потерями в сопловом аппарате и принять плотность постоянной (в силу малой скорости течения на входе в сопловой аппарат – $c_0 < 0,3 \text{ Мах}$), то абсолютную скорость c_1 на входе в рабочее колесо микротурбины под углом α_1 определяется через уравнение неразрывности.

С учётом этого абсолютная скорость на выходе из соплового аппарата будет определяться через отношение проходных площадей на входе и выходе из соплового аппарата. Благодаря этому скорость потока на входе в рабочее колесо c_1 будет больше, что, в свою очередь, повышает выходную мощность пульсационной турбины:

$$c_1 = \frac{A_{\text{оса}}}{A_{1\text{са}}} \cdot c_{\text{оса}} = \frac{0,007368}{0,003} \cdot 15,48 = 38 \text{ м/с} \quad (2.63)$$

Благодаря этому скорость потока на входе в рабочее колесо будет больше, что, в свою очередь, повышает выходную мощность пульсационной турбины.

Чем меньше будет угол α_1 , тем больше будет окружная составляющая скорости u , что, в свою очередь, увеличит эффективность турбины. Однако при очень малом угле α_1 может произойти срыв потока, что приведёт к падению КПД.

Оптимальным углом входа α_1 в рабочее колесо турбины составляет 12° . Тогда окружная скорость будет равна:

$$u = \frac{c_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} = \frac{38 \cdot \cos 12^\circ}{2} = 18,58 \text{ м/с}. \quad (2.64)$$

Тогда входной угол лопатки рабочего колеса найдём по формуле:

$$\beta = \arctan \frac{c_1 \cdot \sin \alpha_1}{c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u} = \frac{38 \cdot \sin 12^\circ}{38 \cdot \cos 12^\circ - 18,58} = 23^\circ. \quad (2.65)$$

Тогда лопаточный КПД пульсационной турбины будет равен:

$$\eta = \frac{\varphi \cdot \cos^2 \alpha_1 (1 + k_b)}{2} = 0,45, \quad (2.66)$$

где k_b - коэффициент потерь на трения об лопатки, $k_b = 0,9$.

Расход воздуха через турбину можно найти из выражения:

$$m = \rho V = 1,2 \cdot 0,1267 = 0,152 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad (2.67)$$

где V - объёмный расход.

Изменение окружной составляющей абсолютной скорости будет равно:

$$c_u = \frac{\eta \cdot c_1^2}{2 \cdot u} = 17,66 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (2.68)$$

Сила, действующая на лопатки рабочего колеса пульсационной турбины в окружном направлении будет равна:

$$P_t = m c_u = 0,1368 \cdot 17,66 = 2,42 \text{ Н}. \quad (2.69)$$

Частота вращения турбины составит:

$$n = \frac{u}{\pi d_{\text{ср}}} 60 = \frac{23,65 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,065} = 6551,2 \text{ об/мин}. \quad (2.70)$$

Мощность турбины можно найти как:

$$N = P_t \cdot u = 2,42 \cdot 18,58 = 45 \text{ Вт}. \quad (2.71)$$

2.3.5 Конструкция микротурбины диаметром 100 мм пульсационного турбопривода.

Данная конструкция МТ предусматривает установку электрогенератора. Для этого была предусмотрена полость в сопловом аппарате. На валу электрогенератора было размещено рабочее колесо микротурбины. Сопловые

аппараты имеют симметричный профиль, шириной 30 мм. Количество лопаток – 16. Сопловой аппарат представлен на рисунке 2.18.

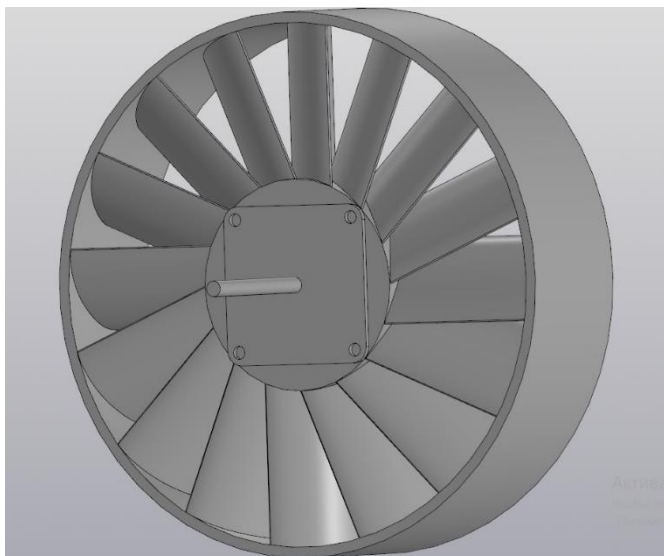


Рисунок 2.18 – Трёхмерная модель направляющего аппарата с генератором

Далее было построено рабочее колесо МТ ПТ диаметром 100 мм без бандажной полки и 108 с бандажной, ширина 30 мм, число лопаток -18. 3-D модель представлена на рисунке 2.19.

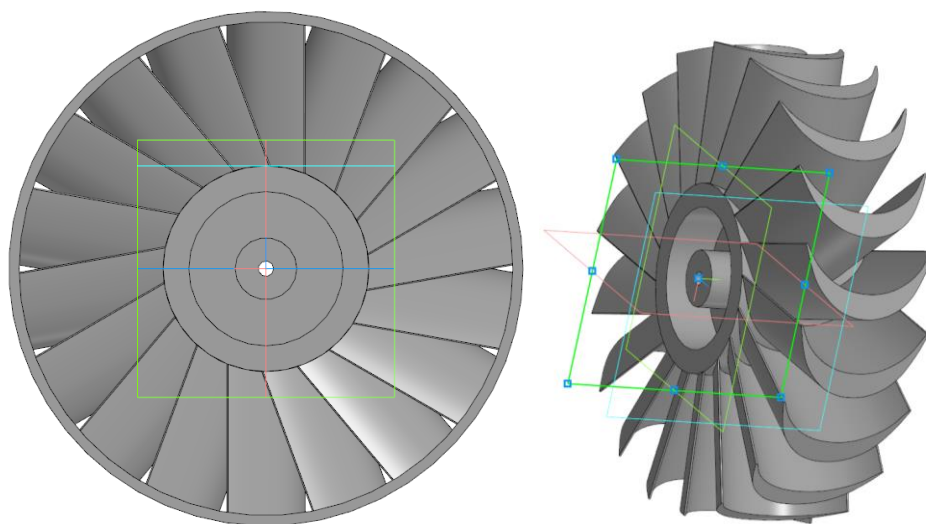


Рисунок 2.19 – Трёхмерная модель рабочего колеса с бандажной полкой и без.

Для улучшения аэродинамики в конструкцию микротурбины для каждого направляющего аппарата были предусмотрены обтекатели (рисунок 2.20).

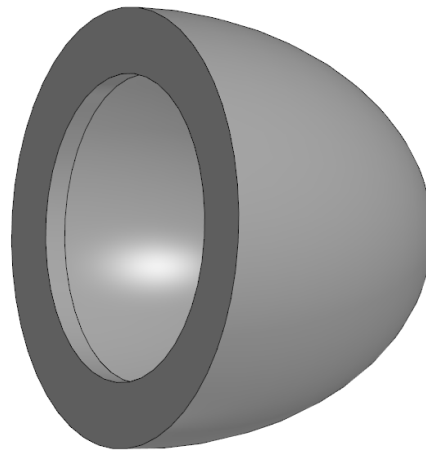


Рисунок 2.20 – Трёхмерная модель обтекателя

После создания недостающих крепёжных элементов была произведена сборка в 3-D. После проверки всех деталей, основные элементы – сопловой аппарат, рабочее колесо и обтекатели были напечатаны из пластика на 3D принтера (рисунок 2.21)

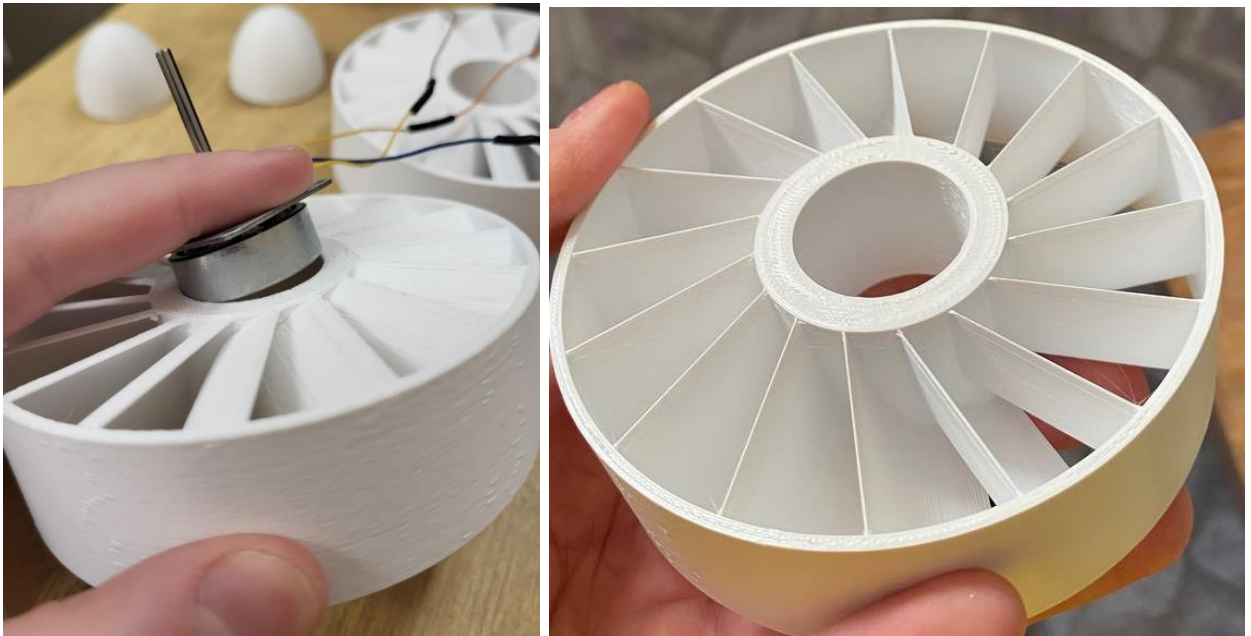


Рисунок 2.21 – Изготовленные на 3D принтере детали модель пульсационной турбины.

Выводы по главе

При формировании акустической волны в волноводе ТАД стоячие волны имеют большую амплитуду давления и скорости по сравнению с бегущей, что позволяет повысить мощность и КПД ПТ. Однако частицы среды между пучностью и узлом стоячей волны обладают как потенциальной, так и кинетической энергией, которые периодически переходят друг в друга. Это приводит к тому, что стоячие волны не переносят энергии вдоль акустического волновода. Поэтому в существующих ТАД на стоячей волне относительная деформация опережает скорость на $85-95^\circ$.

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

На основании разработанного метода проектного расчёта были спроектированы два типоразмера микротурбин для пульсационного турбопривода. Микротурбина 55 мм для проведения первоначальных исследований на режиме холостого хода и микротурбина диаметром 108 мм с установленным электрогенератором для оценки эффективности преобразования акустической энергии в электрическую энергию.

3 Испытания пульсационного турбопривода

3.1 Экспериментальная установка

Экспериментальная установка была собрана на кафедре теплотехники и тепловых двигателей Самарского университета. Схема разрабатываемого экспериментального стенда представлена на рисунке 3.1. В данном разделе описаны все главные составные элементы установки, а также приведён перечень используемых датчиков и приборов. Установка позволяет производить замеры всего необходимого перечня данных, необходимых для исследования пульсационного турбопривода.

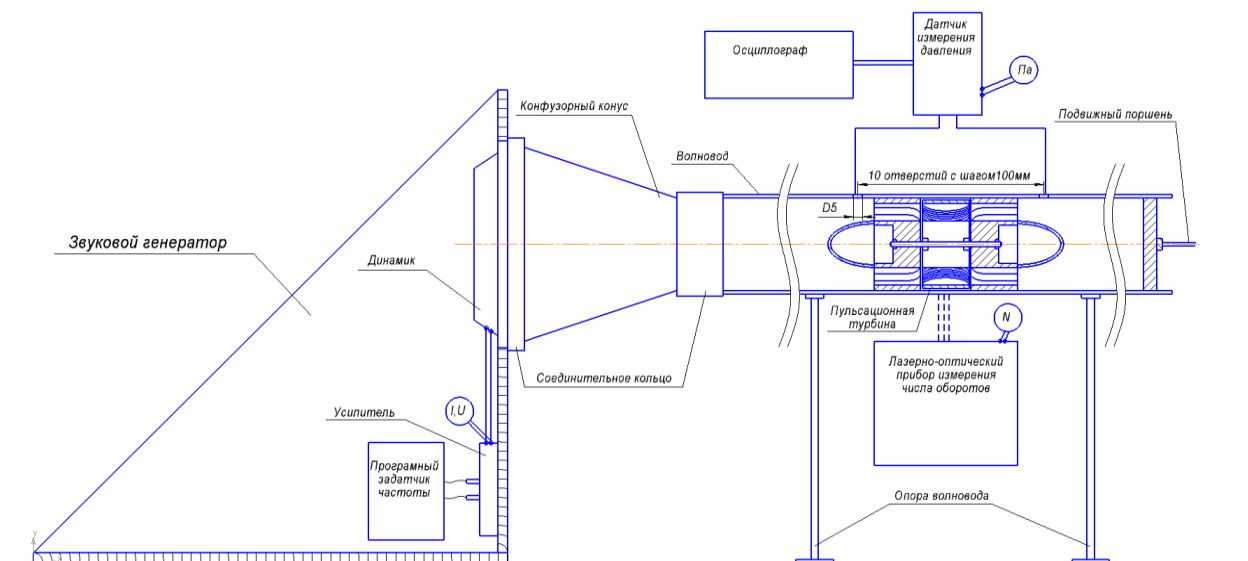


Рисунок 3.1– Схема экспериментальной установки

3.2 Методика испытаний

Задачи испытания:

1. Построить профили распределения давления в акустическом тракте при различных частотах генератора и длинах резонатора с целью выявления узлов и пучностей давления (скорости);
2. Выбрать частоту и соответствующую длину резонатора для проведения замеров по нижеследующим пунктам;
3. Установка турбины в узлах давления и измерение профиля давления по длине резонатора;
4. Измерение перепада давления в МТ при заданной частоте, длине резонатора и фиксированном месте установки МТ;

5. Измерение перепада давления и оборотов МТ при варьировании частотой и амплитудой давления в области основной частоты;
6. Переустановка МТ в другой узел давления при фиксированной длине резонатора по П.1;
7. Повторение замеров по ПП 3-6;
8. Повторение П. 7 при переустановке МТ в третий узел давления;
9. Выполнение ППЗ-8 при неподвижной МТ;
10. Выбрать другую частоту и длину резонатора на основании П. 1 и провести замеры по ППЗ-9;
11. Выполнить П. 10 при третьих значениях частоты и длины резонатора в соответствии с П. 1;
12. При каждом эксперименте записывать показания силы тока и напряжения.

Таблица 3.1- программа испытаний

№	Процедура испытаний	Действие	Результаты	Измеряемые параметры	Датчики и аппаратура
1	Построение профиля распределения давления в акустическом тракте при различных частотах генератора и длинах резонатора с целью выявления узлов и пучностей давления	-Установка частоты, -Фиксация длины резонатора, -Измерение давления по длине трубы	График распределения давления по длине трубы	-Частота (Гц) -Длина резонатора (м) -Давление (Па)	-Программный датчик частоты -Измерительная лента -Датчик давления ЗБУ11323, MPXV7025DP
2	Установка МТ в узле давления и измерение профиля давления по длине резонатора	-Разборка трубы, -Установка МТ в первый узел давления, Измерение давления по длине трубы	График распределения давления по длине трубы	-Частота (Гц) -Длина резонатора (м) -Давление (Па)	-Программный датчик частоты -Измерительная лента -Датчик давления ЗБУ11323, MPXV7025DP
3	Измерение перепада давления на МТ при заданной частоте, длине резонатора и	-Задание частоты - Установка длины резонатора при	График перепада давления при	-Частота (Гц) -Длина резонатора (м)	-Программный генератор частоты

	фиксированном месте установки МТ.	помощи подвижного поршня -Произведение замеров перепада давления	заданной частоте и длине резонатора	-Перепад давление (Па)	-Измерительная лента -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP
4	Измерение перепада давления и оборотов МТ при варьировании частотой и амплитудой давления в области основной частоты.	-Задание частоты с разницей в 10 Гц в обе стороны от изначально установленного показания -Произведение замеров перепада давления -Произведение замеров числа оборотов	График перепада давления при различных частотах и амплитудах давления; График числа оборотов МТ при различных частотах и амплитудах давления;	-Частота (Гц) -Перепад давление (Па) -Число оборотов МТ (n)	-Программный задатчик частоты -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP -Лазерно-оптический прибор Testo-465
5	Переустановка МТ в узел давления №2 при фиксированной длине резонатора	-Разборка трубы, -Установка МТ в узел давления №2	Нахождение МТ в узле давления №2	-Длина (м)	-Измерительная лента
6	Измерение перепада давления в МТ при заданной частоте, длине резонатора и фиксированном месте установки МТ для узла давления №2	-Задание частоты - Установка длины резонатора при помощи подвижного поршня -Произведение замеров перепада давления	График перепада давления при заданной частоте и длине резонатора	-Частота (Гц) -Длина резонатора (м) -Перепад давление (Па)	-Программный задатчик частоты -Измерительная лента -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP
7	Измерение перепада давления и оборотов МТ при варьировании частотой и амплитудой давления в области основной частоты для узла давления №2	-Задание частоты с разницей в 10 Гц в обе стороны от изначально установленного показания	График перепада давления при различных частотах и	-Частота (Гц) -Перепад давление (Па) -Число оборотов МТ (n)	-Программный задатчик частоты -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP

		-Произведение замеров перепада давления -Произведение замеров числа оборотов	амплитудах давления; График числа оборотов МТ при различных частотах и амплитудах		-Лазерно-оптический прибор Testo-465
8	Переустановка МТ в узел давления №3 при фиксированной длине резонатора	-Разборка трубы, -Установка МТ в узел давления №3	Нахождение МТ в узле давления №3	-Длина (м)	-Измерительная лента
9	Измерение перепада давления в МТ при заданной частоте, длине резонатора и фиксированном месте установки МТ для узла давления №3	-Задание частоты - Установка длины резонатора при помощи подвижного поршня -Произведение замеров перепада давления	График перепада давления при заданной частоте и длине резонатора	-Частота (Гц) -Длина резонатора (м) -Перепад давление (Па)	-Программный задатчик частоты -Измерительная лента -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP
10	Измерение перепада давления и оборотов МТ при варьировании частотой и амплитудой давления в области основной частоты для узла давления №3	-Задание частоты с разницей в 10 Гц в обе стороны от изначально установленного показания -Произведение замеров перепада давления -Произведение замеров числа оборотов	График перепада давления при различных частотах и амплитудах давления; График числа оборотов турбины при различных частотах и амплитудах давления;	-Частота (Гц) -Перепад давление (Па) -Число оборотов МТ (n)	-Программный задатчик частоты -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP -Лазерно-оптический прибор Testo-465
11	Произведение застопоривания МТ и произведение всего блока	-Разборка трубы -Застопоривание турбины	Получение всех ранее описанных	-Частота (Гц) -Длина резонатора (м)	-Программный задатчик частоты

	испытаний неподвижной МТ	с	параметров при неподвижно й МТ	-Давление (Па) -Перепад давление (Па) -Число оборотов турбины (n)	-Измерительная лента -Датчик давления ЗВU11323, MPXV7025DP -Лазерно- оптический прибор Testo-465
12	Выбор частоты и длины резонатора №2, в соответствии с п.1		Аналогично с пп 1- 11.	Аналогично с пп 1-11.	Аналогично с пп 1-11.
13	Выбор частоты и длины резонатора №3, в соответствии с п.1		Аналогично с пп 1- 11.	Аналогично с пп 1-11.	Аналогично с пп 1-11.

3.3 Датчики и приборы

1. Генератор акустический

Представляет из себя короб, имеет габаритные размеры (ВхШхГ) 250x250x255 мм. Короб выполнен из листа фанеры, толщиной 5 мм и обтянут акустическим ковролином. В передней части установлены динамик, диаметром 180мм и внизу усилитель, имеющий возможность подключения внешних источников сигнала через порт AUX, аналоговый акустический порт, или же по протоколу Bluetooth. Питание осуществляется через усилитель, подключаемый кабелем к сети 220V. На динамик установлен пластмассовый конус, необходимый для герметичного соединения акустического генератора и волновода.

Характеристики акустического генератора:

Габаритные размеры (ВхШхГ) – 250x250x255 мм

Диаметр динамика – 180мм

Сопротивление динамика – 4 Ом

Номинальная мощность динамика – 500W

Максимальная мощность динамика – 800W

Материал диффузора – пластмассовый

Материал подвеса – резиновый

Количество каналов усилителя – 2

Максимальная мощность – 800W

Поддерживаемые протоколы входного сигнала – Bluetooth, Line-in, AUX



Рисунок 3.2 – Динамик



Рисунок 3.3 – Усилитель



Рисунок 3.4 – конус перехода с динамика на волновод.

2. Волновод

Представляет из себя трубу с отверстиями, выполненную из полипропилена. Внутренний диаметр 107мм, толщина стенки 2мм. Конструкция выполнена разъёмной, с целью возможности установки турбины в различных зонах. Для конструкции волновода был сделан подвижный поршень, с помощью которого можно изменять общую протяжённость тракта от 10 мм до 1000 мм, с целью изменения длины резонатора, что необходимо в экспериментальной исследовательской работе. Корпус вокруг турбины выполнен из прозрачного материала, что предоставляет возможность произведения измерения частоты оборотов турбины при помощи лазерно-оптического прибора. В трубе сделаны отверстия диаметром 5 мм, расположенные с шагом в 100 мм, которые необходимы для установки датчиков в тракт турбины. Неиспользуемые отверстия герметизируются.

Характеристики волновода:

Материал изготовления трубы – полипропилен

Внешний диаметр трубы – 110 мм

Толщина стенки – 2 мм

Общая длина трубы 3150 мм

Изменяемая длина трубы – от 1000 мм до 3150 мм

Диаметр отверстий для установки датчиков – 5 мм

Частота отверстий для установки датчиков – 100 мм

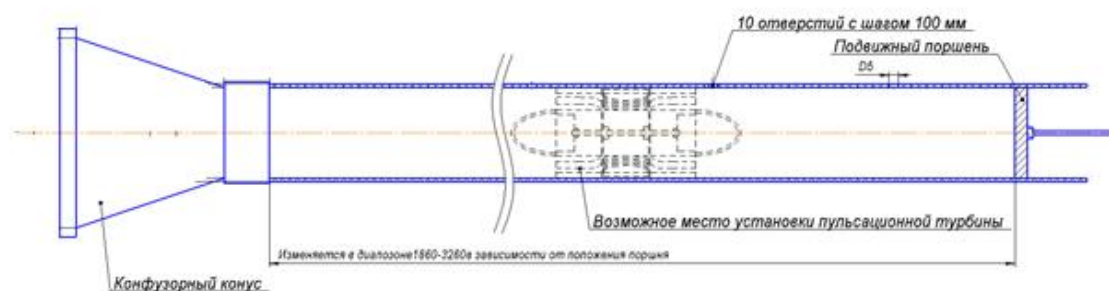


Рисунок 3.5 – Схема волновода

3. Микротурбина пульсационного турбопривода

Расчёт и изготовление пульсационной турбины описаны в разделах 2.3.2 – 2.3.5 данной работы. В составе экспериментальной установки реализована возможность замера числа оборотов ротора микротурбины лазерным оптическим методом. Кроме того, можно измерить статическое давление до турбины, после, и перепад давления вне зависимости от зоны волновода, в котором данная турбина установлена. Конструкция 108 мм микротурбины позволяет встраивать малогабаритный электрогенератор. А также важной особенностью конструкции является возможность фиксировать в неподвижном положении ротор турбины, что необходимо для проведения экспериментов.

Микротурбина представляет собой роторную часть, и два направляющих аппарата, заключённых в корпус. Все элементы изготовлены на 3Dпринтере при помощи технологии объёмной печати.

Схема с основными геометрическими характеристиками представлена на рисунке 3.6. Характеристики микротурбин представлены в таблице 3.2

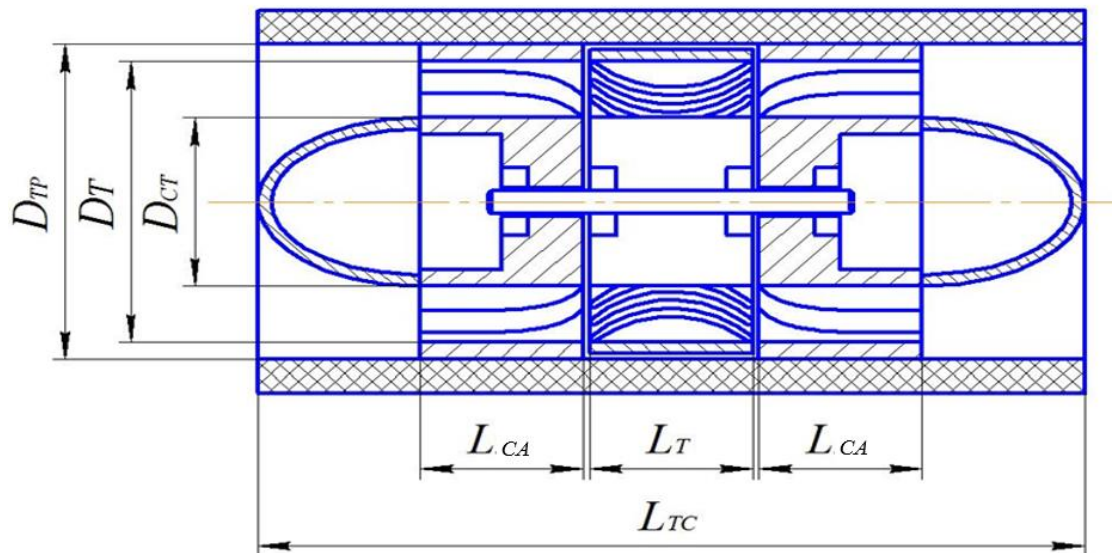


Рисунок 3.6 – Схема пульсационной турбины без генератора.

Таблица 3.2 – Характеристики исследуемых образцов микротурбин

№	Параметр	Значение	
		Микротурбина 50 мм	Микротурбина 100 мм
1.	Диаметр рабочего колеса (D_T), мм	55	108
2.	Ширина рабочего колеса (L_T), мм	25	30
3.	Число лопаток рабочего колеса (Z_{PK})	18	18
4.	Диаметр соплового аппарата (D_{CA}), мм	56	110
5.	Ширина соплового аппарата (L_{HA}), мм	25	30
6.	Число лопаток соплового аппарата (Z_{CA})	16	16
7.	Общая ширина микротурбины (L_{TC}), мм	125	150
8.	Общий диаметр микротурбины (D_{TP}), мм	60	112
9.	Диаметр обтекателя (D_{CT}), мм	30	35

Фотографии микротурбин 50 и 100 мм в сборе с корпусом представлены на рисунках 3.7 и 3.8.



Рисунок 3.7 – Микротурбина ПТ диаметром 55 мм в корпусе



Рисунок 3.8 – Микротурбина ПТ диаметром 108 мм в корпусе

Для проведения экспериментов нам нужно учитывать данные не только о установке, но и знать, что, мы будем измерять основными физическими показателями и контрольно-измерительным приборами.

4. Измерение давления

Для измерения давления использовались датчик ЗВU11323 и MPXV7025DP

Регистрация давления осуществляется на осциллографе АКИП 4115

Тарировка датчика осуществлялась с помощью пьезометра с получением характеристики в вольтах, а также обязательной проверочной тарировкой после проведения испытания (Приложение А).

Характеристики датчика измерения давления ЗВU11323:

Тип датчика: Полупроводниковый

Диапазон измерений: 0 - ± 1000 гПа

Точность: $\pm 1\%$

Шланговый штуцер: Диаметр 4мм

Соединительный кабель: 8-контактный разъём типа miniDIN



Рисунок 3.9 – Датчик измерения давления ЗВU11323

Характеристики датчика измерения давления MPXV7025DP:

Минимальная Рабочая Температура	-40°C
Максимальная Рабочая Температура	125°C
Максимальное Напряжение Питания	5.25V

Минимальное Напряжение Питания	4.75В
Количество Выводов	8вывод(-ов)
Минимальное Рабочее Давление	-25кПа
Максимальное Рабочее Давление	25кПа
Стиль Корпуса Микросхемы Датчика	soр
Тип Давления	дифференциальный
Уровень Чувствительности к Влажности (MSL)	MSL 1- Безлимитный
Чувствительность, В/Па	90мВ/кПа
Вес, г	3.3

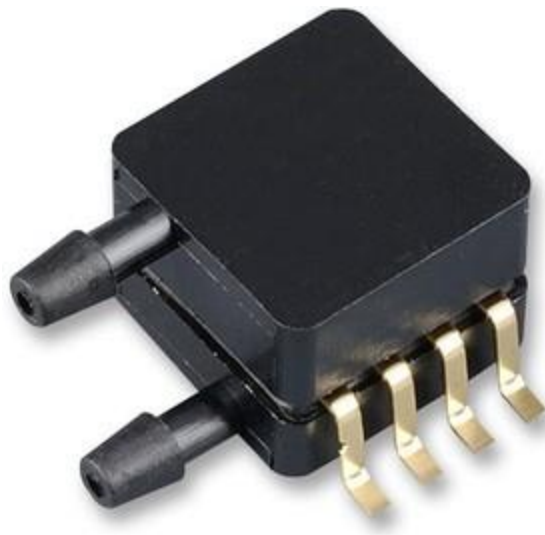


Рисунок 3.10 – Датчик измерения давления MPXV7025DP

Характеристики осциллографа:

- Количество каналов: 2
- Полоса пропускания 25, 40, 70, 100, 150, 200 МГц
- Макс. частота дискретизации 2 ГГц – АКПП-4115/7А, 500 МГц - АКПП-4115/1, все остальные модели 1 ГГц; эквивалентная до 50 ГГц (для периодического сигнала)
- Макс. объем памяти: 2 МБ; 32 кБ (АКПП-4115/1А); 5 кБ (АКПП-4115/6А); 24 кБ (АКПП-4115/7А)
- Интерполяция: Sin X/x, линейная

- 5 функций математики: сложение, вычитание, умножение, деление, БПФ при длине памяти 1кБ; усреднение (4 /16...128/ 256)
- Цифровые фильтры (ФВЧ, ФНЧ, полосовой, режекторный)
- Автоматические (до 32-х параметров) и курсорные Δ -измерения
- Режим автоизмерения задержек 2-х сигналов (фаза и время - 8 параметров)
- Режимы: «покадровой» регистрации осциллограмм (запись и воспроизведение до 2500 кадров), накопление (1 с, 2 с, 5 с, беск., выкл.), пиковый детектор 10 нс
- Сохранение 20 осциллограмм, 20 профилей настроек, 2 шаблонов допускового контроля, выход сигнала «Годен/негоден»
- Расширенная синхронизация: фронт, длительность, ТВ, время нарастания
- Большой цветной ЖК-дисплей: 8×18 дел., диагональ 17,8 см
- Интерфейс: USB 2.0 для управления и записи данных

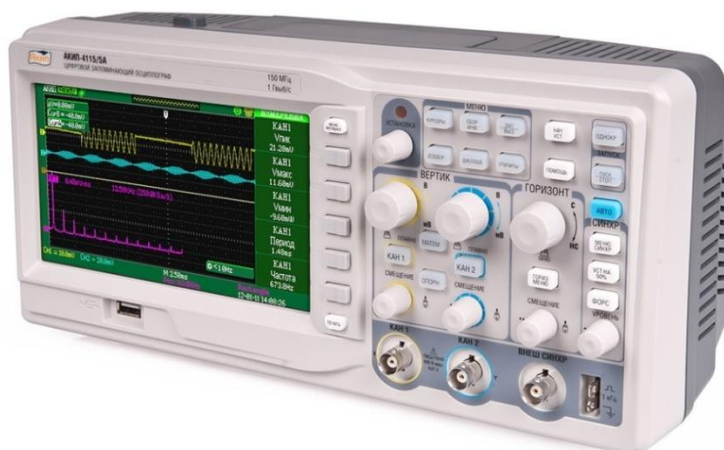


Рисунок 3.11 – Осциллограф АКИП 4115

5. Измерение оборотов

Для измерения числа оборотов применяется лазерно-оптический прибор марки Testo 465

Измерение происходит через оптически прозрачный наружный корпус турбины с установленной на ротор светоотражающей меткой.

Тип прибора: бесконтактное измерение скорости вращения

Диапазон измерений: 1-99999об/мин.

Погрешность: $\pm 0,02\%$ от измеренного значения

Разрешение: 0,01 об/мин, (1 - 99,99 об/мин)

0,1 об/мин, (100 – 999,9 об/мин)

1 об/мин, (1000 – 99999 об/мин)



Рисунок 3.12 – Лазерно-оптический прибор измерения частоты оборотов Testo 465

6. Измерение частоты генератора

Данный вид контроля осуществляется при помощи подключения от внешнего устройства в компьютере с установленной программой, позволяющей изменять частоту, подаваемую на звуковой генератор. Подключение осуществляется кабелем через разъём AUX, расположенный на лицевой панели усилителя.

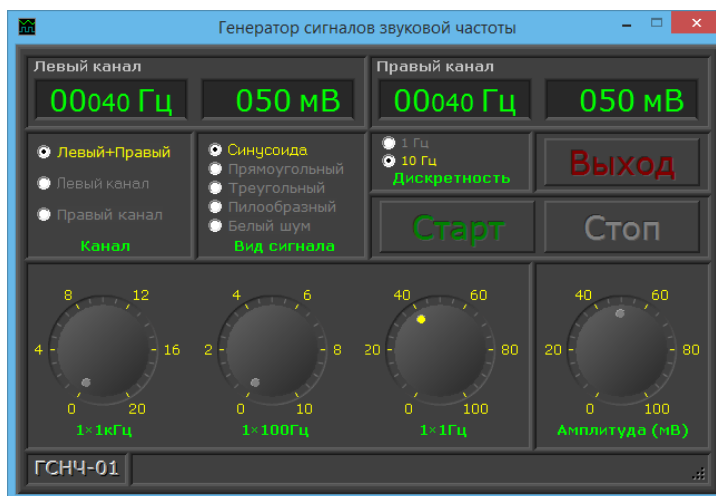


Рисунок 3.13 – Поле задания частоты звукового генератора

7. Измерение линейных размеров

Контроль всех линейных размеров необходимых для определения расстояния установки пульсационной турбины производится при помощи измерительной ленты, которая неподвижно зафиксирована вдоль всей длины волновода.

Измерение радиальных размеров осуществляется с применением штангельциркуля.

8. Измерение потребляемой мощности динамиком

Розетка-счётчик потребляемой электроэнергии ваттметр/вольтметр/амперметр (измеритель мощности, напряжения, счётчик электроэнергии) TS-838 служит для измерения напряжения в сети, силы тока потребителя, мгновенной потребляемой мощности, частоты тока в сети. Цифровой экран отображает характеристики, параметры, статистику измерения, а также выводит график потребления электроэнергии за неделю.. Используя ее, на экране можно увидеть потребляемую мощность динамика, этот прибор дает понимание самых энергозатратных режимов при воспроизведении реальных источников.

Технические характеристики:

Вход: 220 V ~ 50 Гц

Максимальная нагрузка: 16 А, 3600 Вт

Диапазон измерения напряжения: 190-276 V

Точность измерения напряжения: +/-1%

Диапазон измерения тока: 0,01 – 16 А

Точность измерения тока: +/-1% или +/-0,01 А

Диапазон мощности измеряемой нагрузки: 0,2 – 4416 Вт

Точность измерения мощности нагрузки: +/-1% или +/-0,2 Вт

Диапазон отображения суммарного энергопотребления: 0-999 кВт*ч

Диапазон измеряемой частоты: 45-65 Гц

Точность часов: +/- 1 минута в месяц

Потребление без нагрузки: < 0,5 Вт

Температура работы: от 0°C до +50 С

Элементы питания для хранения настроек и данных статистики использования: 3x1,5В LR44/AG13 (установлены)



Рисунок 3.14 – Розетка-счётчик потребляемой электроэнергии

3.4 Экспериментальные исследования пульсационного турбопривода

3.4.1 Экспериментальные исследования пульсационного турбопривода с микротурбиной диаметром 55 мм.

Испытания проводились в соответствии с методикой, представленной в разделе 3.2. Результаты измерений представлены на рисунках 3.15 – 3.19. При установке микротурбины пульсационного турбопривода на расстоянии 695мм от источника колебаний были получены два ярко выраженный максимума на уровне 6000 оборотов в минуту. Первый раз в частотном диапазоне 40-50 Гц, второй раз 130-140 Гц. Минимальное же значение оборотов находится в диапазоне частот 90-110 Гц и достигает около нулевого значения.

При изменении расположения микротурбины пульсационного турбопривода относительно источника колебаний на отметку 1185 мм от источника осцилляций были получены нижеперечисленные результаты. На графике видно, что первый максимум достигается в тех же значения частот, но имеет меньшее значение оборотов, находящееся в диапазоне 5000-5200 об/мин. Это может быть обусловлено тем, что колебания воздуха, испускаемые мембраной динамика, ослабевают, проходя большее расстояние

до отдалившейся турбины. Второй максимум значения оборотов при данном расположении турбины также имеется. Он находится в частотном диапазоне 100-110 Гц и достигает значения 5500 об/мин. Значения минимума отличаются более значительно, в сравнении с предыдущем вариантом установки. Они находятся 70-85 Гц, что немного раньше, но при этом имеют минимальное значение 2800-3000 об/мин, что значительно выше показателей в предыдущем варианте установки и позволяет избегать практически полной остановки вращения турбины. Также данный факт говорит о схождении на нет влияния колебаний воздуха, испускаемых мембраной динамика, по прохождении определённого расстояния в трубе.

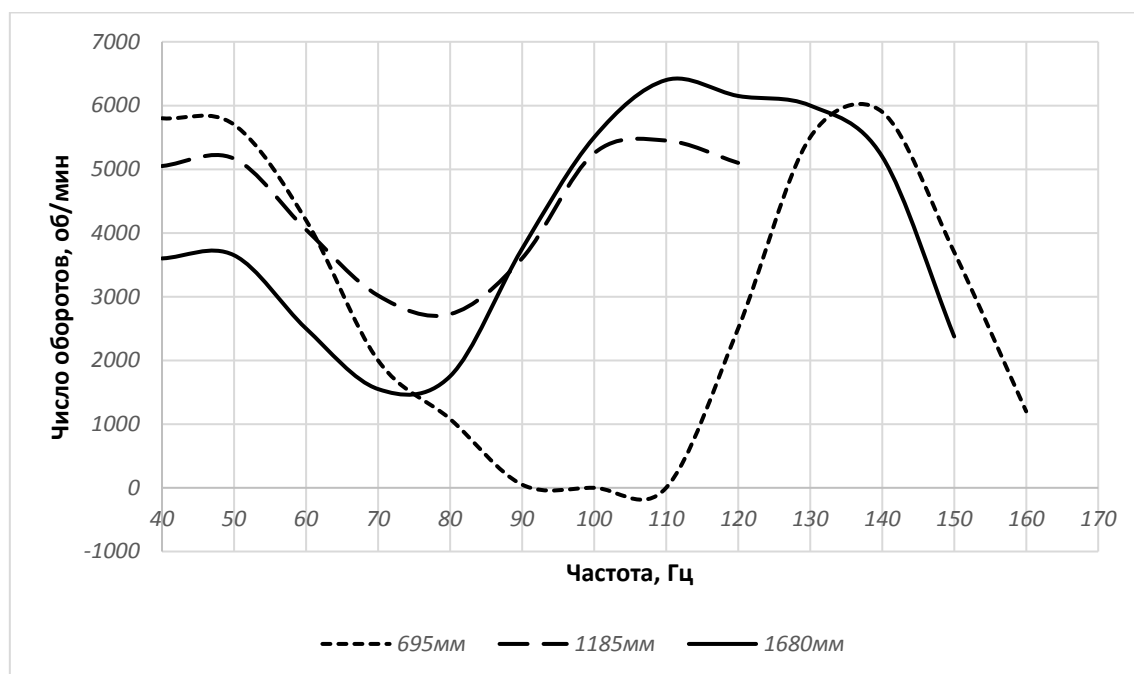


Рисунок 3.15 - Число оборотов турбины по частоте при различном расположении турбины и постоянной длине резонатора 3260мм

В третьем же варианте установки турбина была отодвинута ещё дальше, на 1680 мм от источника. График также имеет два значения максимума (рисунок 3.15). Первое находится в том же диапазоне 40-50 Гц, но имеет меньшее значение на уровне 3500 об/мин что может быть обусловлено снижением влияния колебаний динамика, ввиду отдаления турбины от источника. Второй же максимум находится в частотном диапазоне 105-130 Гц,

который является самым широким среди проведённых опытов и имеет значение 6000-6300 об/мин, также являясь самым высоким показателем.

Данный эксперимент подтверждает существенное влияние акустического воздействия на число оборотов турбины, свидетельством чего являются увеличивающиеся значения оборотов на втором пике по мере увеличения расстояния установки турбины от источника, где влияние колебаний воздуха отсутствует.

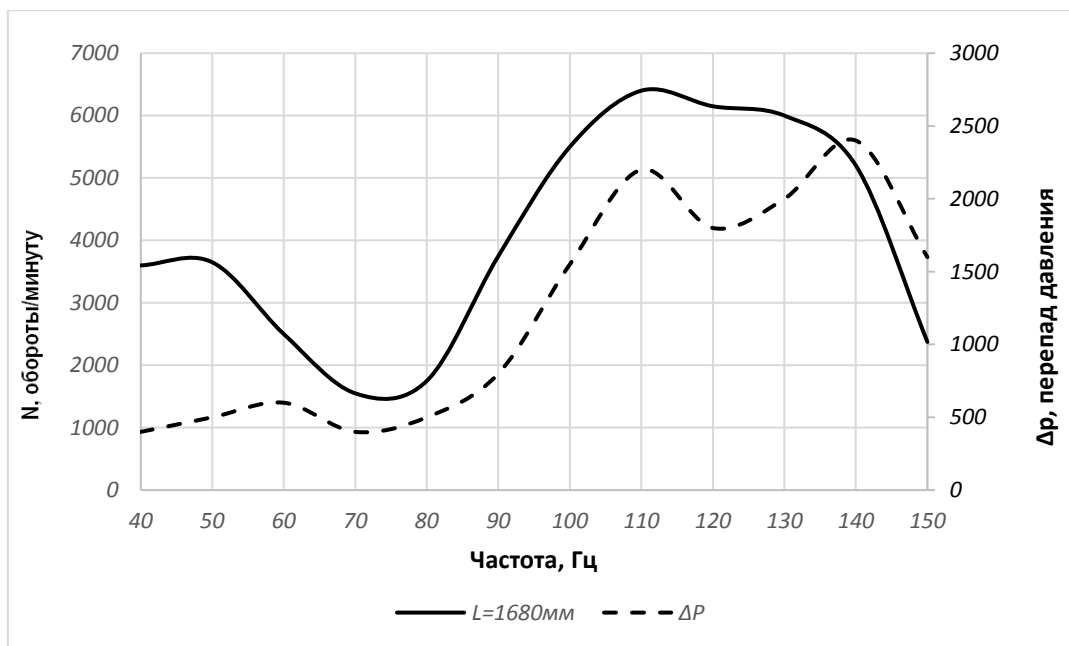


Рисунок 3.16 – Изменение оборотов по частоте при установке турбины на $L=1680\text{мм}$ и перепад давления на турбине с постоянной длиной резонатора 3260мм .

На рисунке 3.16 интерес представляет резкий провал, наблюдаемый в частотном диапазоне 105-130Гц. Снижение перепада давления достигает 500 Па, что является существенным значением. На графике изменения оборотов видно, что в указанном частотном диапазоне наблюдается незначительное снижение числа оборотов, что может являться причиной спада перепада давления. Исходя из этого можно сделать вывод, что минимальное уменьшение числа оборотов турбины может существенно повлиять на значение перепада давления. Однако в экспериментальном случае пик, после провала перепада давления достиг ещё большего значения, что не поддаётся объяснению и будет изучено в последующих экспериментах.

Анализируя потребляемую мощность динамиком в зависимости от частоты осцилляций и местом установки микротурбины ПТ (рисунок 3.17) можно отметить, что потребление мощности на катушке динамика увеличивается параллельно с возрастанием числа оборотов турбины, достигает пика в тех же частотных диапазонах, что и максимум числа оборотов, а затем также параллельно падает. Исходя из этого можно сделать вывод о прямой зависимости между числом оборотов турбины и потребляемой мощностью на катушке динамика.

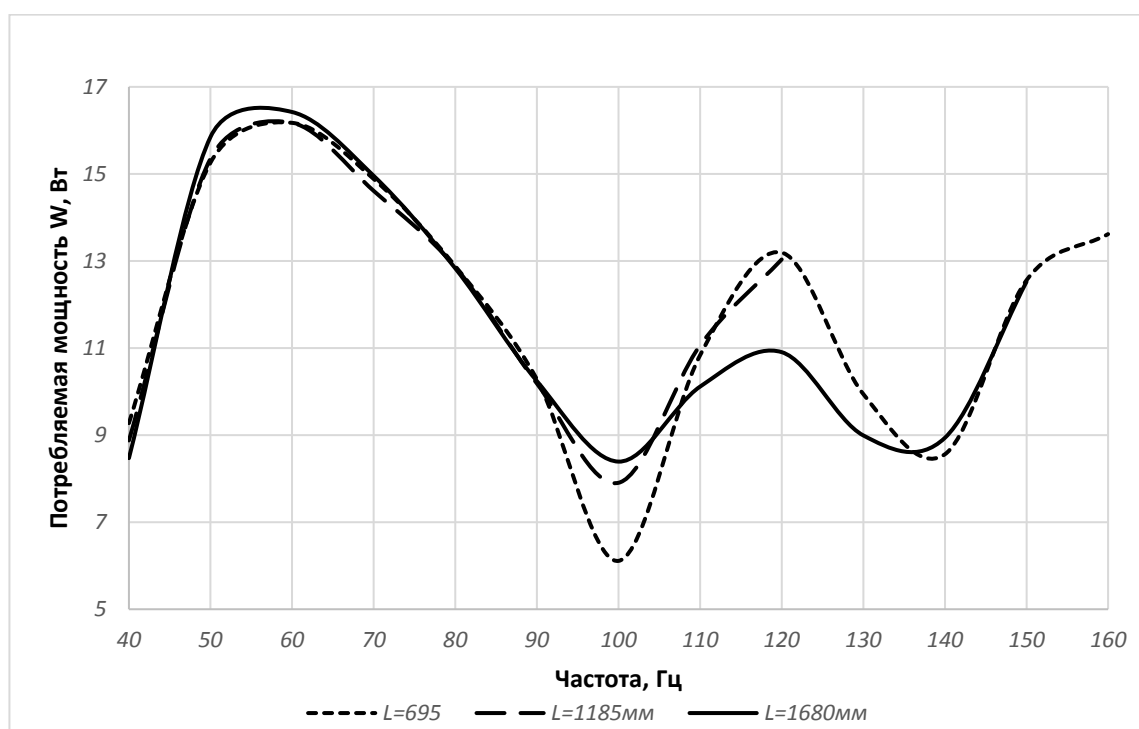


Рисунок 3.17 – Потребляемая мощность на катушке динамика звукового генератора по частоте при различном расположении турбины и постоянной длине системы 3260мм

Сравнение амплитуды давления при наличии турбины, установленной на расстоянии 1680мм от источника с резонатором без турбины для частоты осцилляций 110 Гц, на которой ранее были получены самые высокие обороты представлены на рисунке 3.18. Из графика видно, что при отсутствии турбины рост давления происходит быстрее и достигает большего значения, при этом повторяя зоны увеличения и снижения показателей для варианта с установленной турбиной. Это может быть доказательством того факта, что в

процессе своей работы, турбина поглощает часть амплитуды давления и может способствовать снижению уровня шума при работе системы. Данный эффект достигается практически на всей длине системы, что свидетельствует о его эффективности в достижении целей шумоглушения и снижения давления на стенки системы.

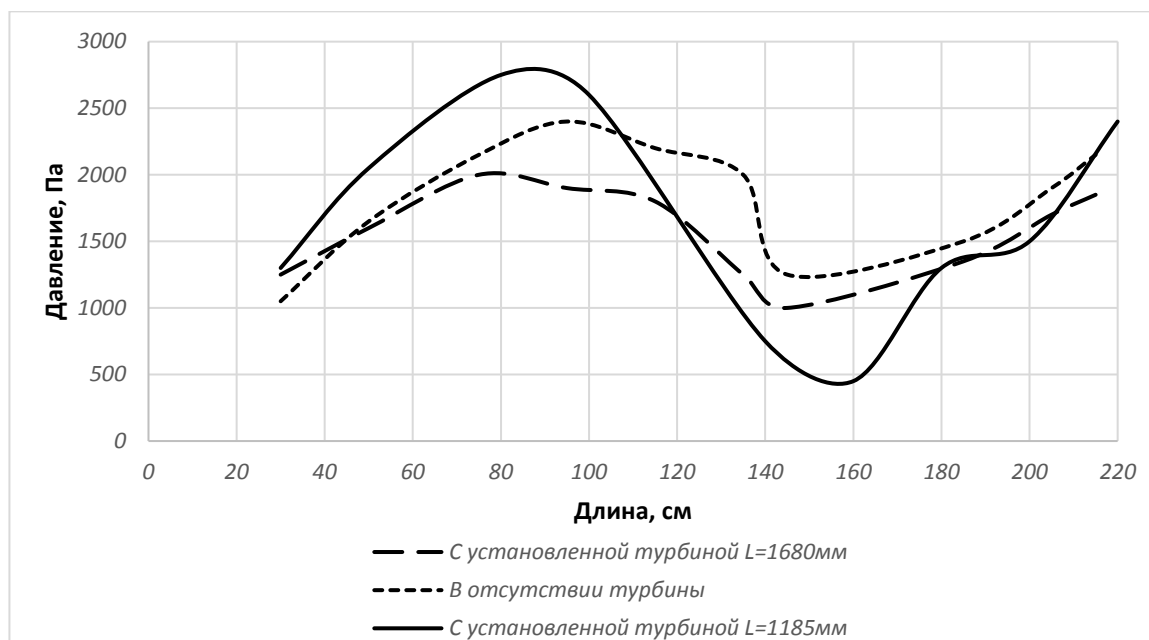


Рисунок 3.18 – Распределение амплитуды давления по длине системы с турбиной и в её отсутствии, при постоянной длине системы 3260мм

В случае установки турбины на расстоянии 1185 мм от источника и произведении замеров можно отметить более резкое возрастание давления, нежели в двух предыдущих экспериментах и достижение более высоких показателей. Однако затем давление резко падает и на длине трубы 120-200 см имеет меньшие показатели.

Исследования по изменению давления в волноводе без микротурбины ПТ для частот осцилляций 50, 80 и 110 Гц, с длиной резонатора 3260 мм представлены на рисунке 3.19.

Для исследования влияния длины резонатора был при постоянном расположении микротурбины ПТ 1680 мм от источника осцилляций был проведён ниже описанный эксперимент. Частота осцилляций при постоянной подведённой мощности изменялась от 40 до 160 Гц. Длина всей системы L

изменялась от 1860 до 3260 мм путём изменения объёма резонатора при помощи подвижного поршня с шагом 100 мм. Результаты исследования представлены в таблице 3.3

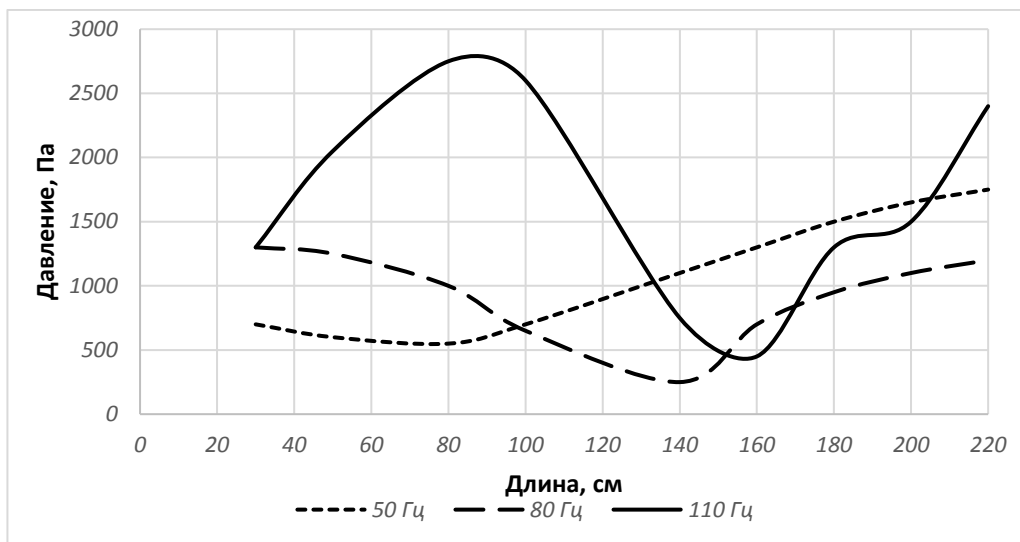


Рисунок 3.19 – Амплитуды давления по длине резонатора при различных значениях частоты и постоянной длине резонатора

Изучим влияние длины резонатора при разных частотах осцилляции источника.

Исследуемая турбина не меняет своего положения и установлена на расстоянии 1680 мм от источника осцилляций.

Частота осцилляций при постоянной подведённой мощности изменялась от 40 до 160 Гц. Длина резонатора изменялась от 1860 до 3260 мм путём изменения объёма резонатора при помощи подвижного поршня с шагом 100 мм. Результаты исследования представлены в таблице 3.3. Как видно из экспериментальных данных (рисунок 3.20, 3.21), максимальные обороты турбины достигаются при длине системы, равной $\frac{3}{4} \lambda$ источника колебаний. При этом оптимальным положением турбины является узел давления, то место, в котором амплитуда скорости движения частиц среды максимальна. В закрытом объёме при длине резонатора $\frac{3}{4} \lambda$ будут образованы два узла давления. Один непосредственно около источника колебаний, а второй на расстоянии $\lambda/2$ от него.

Таблица 3.3 – Результаты исследования влияния длины резонатора

Частота, Гц Длина, мм	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
1860	70	500	550	360	150	160	400	1100	2000	2000	1830	2700	4900
1960	4500	2000	1600	1200	1090	1500	3000	4600	5300	5200	5400	6350	5700
2060	1650	3250	2500	1800	1750	2500	4000	5600	6200	6100	6500	6600	4750
2160	2850	4000	3050	2050	2400	3400	5100	6600	7000	6800	6950	5950	3450
2260	3600	3750	3100	2400	2700	4250	6000	7100	6800	6800	6500	4700	1900
2360	3970	3850	3100	2350	3000	4750	6650	6750	6300	6300	5350	2700	900
2460	4150	3750	3000	2450	3300	5400	6750	6600	5950	5800	4000	1500	300
2560	4470	4000	3300	3000	3900	5950	6800	5800	5050	4450	2300	400	0
2660	4550	4100	3200	3000	4200	6400	6650	4950	3950	2750	1000	0	0
2760	4250	3800	3050	3000	4500	6450	5700	3400	2300	1300	0	0	0
2860	4300	3900	3000	3100	4800	6400	4400	1750	1050	0	0	0	2300
2960	4100	3650	2900	3100	5100	5950	2550	800	0	0	150	2000	4550
3060	3850	3500	2700	3250	5400	4950	950	0	0	300	1750	4050	3600
3160	3750	3300	2550	3200	5450	3200	0	0	150	2500	3700	5100	2600
3260	3100	3000	2250	3100	5250	450	0	0	2500	4000	5400	4350	1600

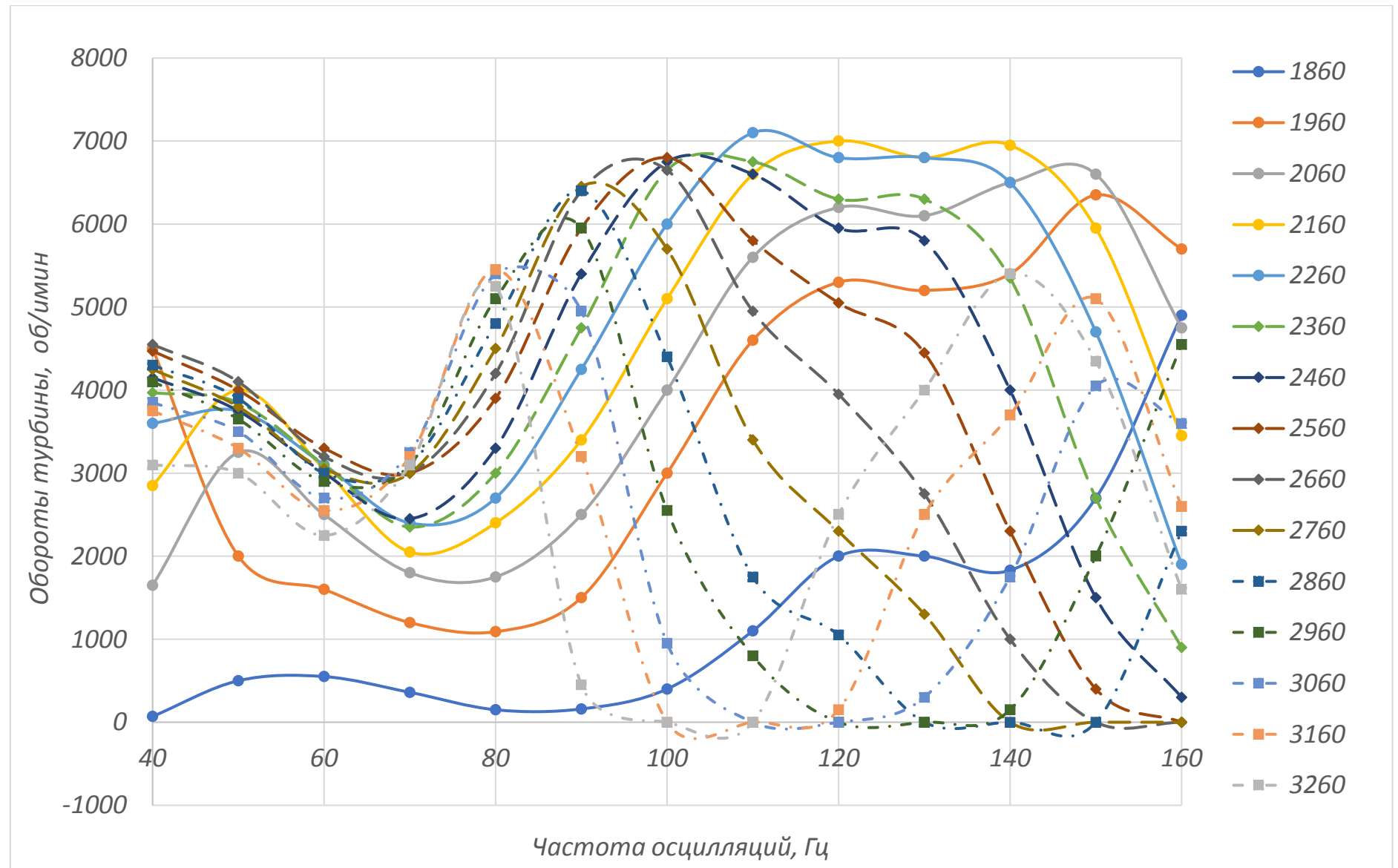


Рисунок 3.20 - Зависимость изменения числа оборотов от частоты осцилляций при разных длинах системы

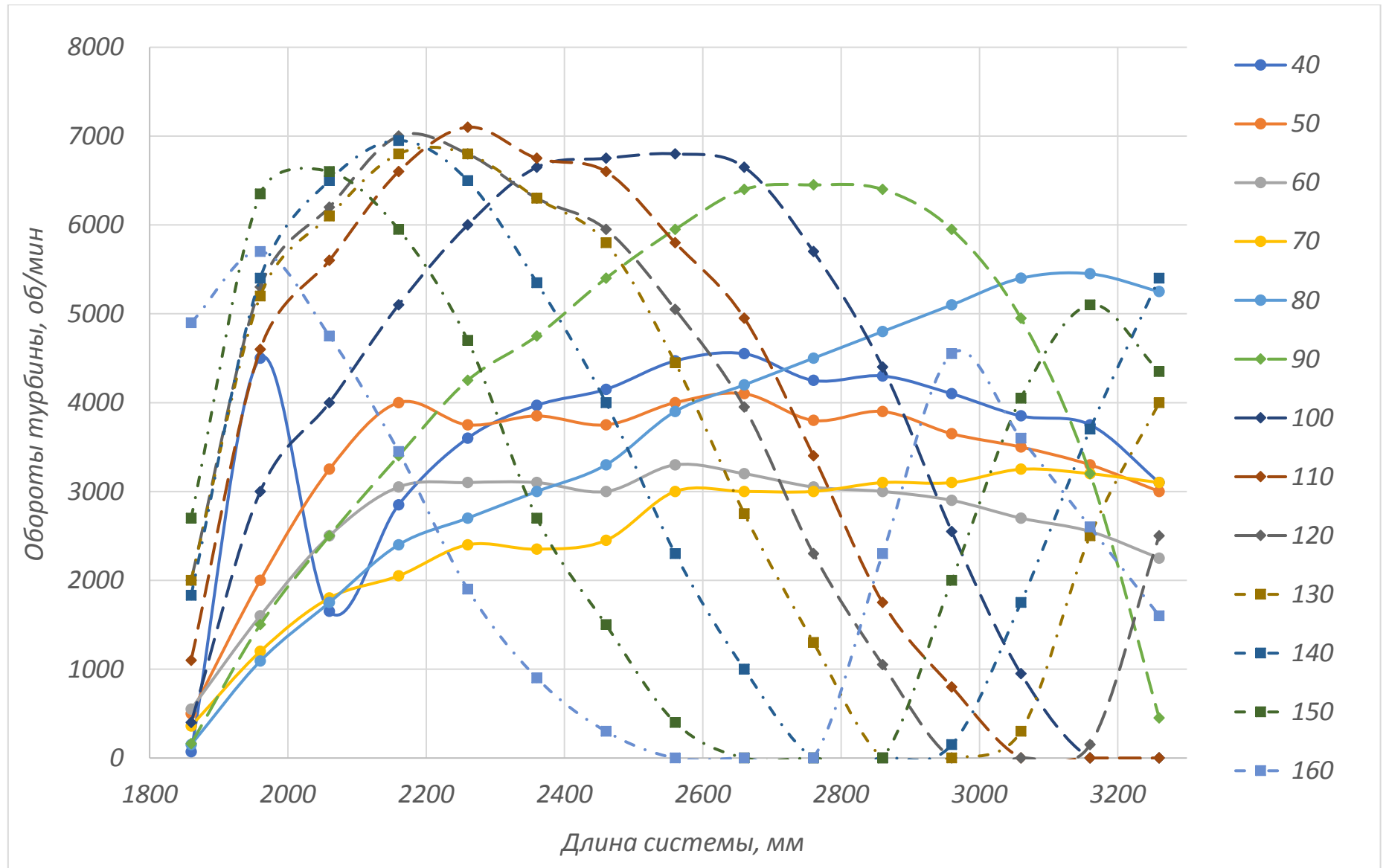


Рисунок 3.21 - Зависимость изменения числа оборотов от длины резонатора для разных частот осцилляции

3.4.2 Экспериментальные исследования пульсационного турбопривода с микротурбиной диаметром 108 мм

Для предварительных исследований с целью определения оптимального положения микротурбины были проведены испытания с микротурбиной, расположенной на расстоянии 1700 мм от источника. Длина резонатора изменялась от 2300 до 3000 мм с шагом 100 мм (рисунок 3.22).

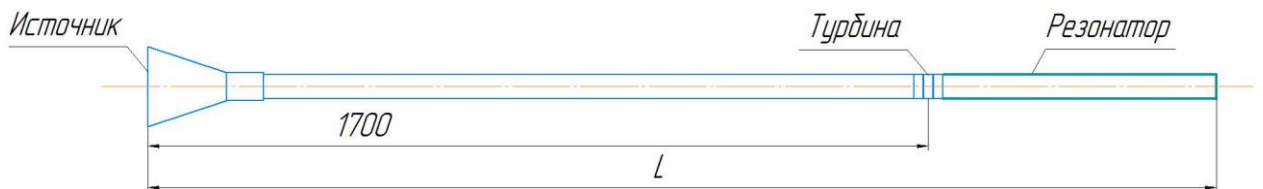


Рисунок 3.22 – Схема экспериментальной установки

Фотография экспериментальной установки в составе с пульсационным трубопроводом представлены на рисунках 3.23 – 3.25.



Рисунок 3.23 – Фотография экспериментальной установки



Рисунок 3.24 – Фотография экспериментальной установки

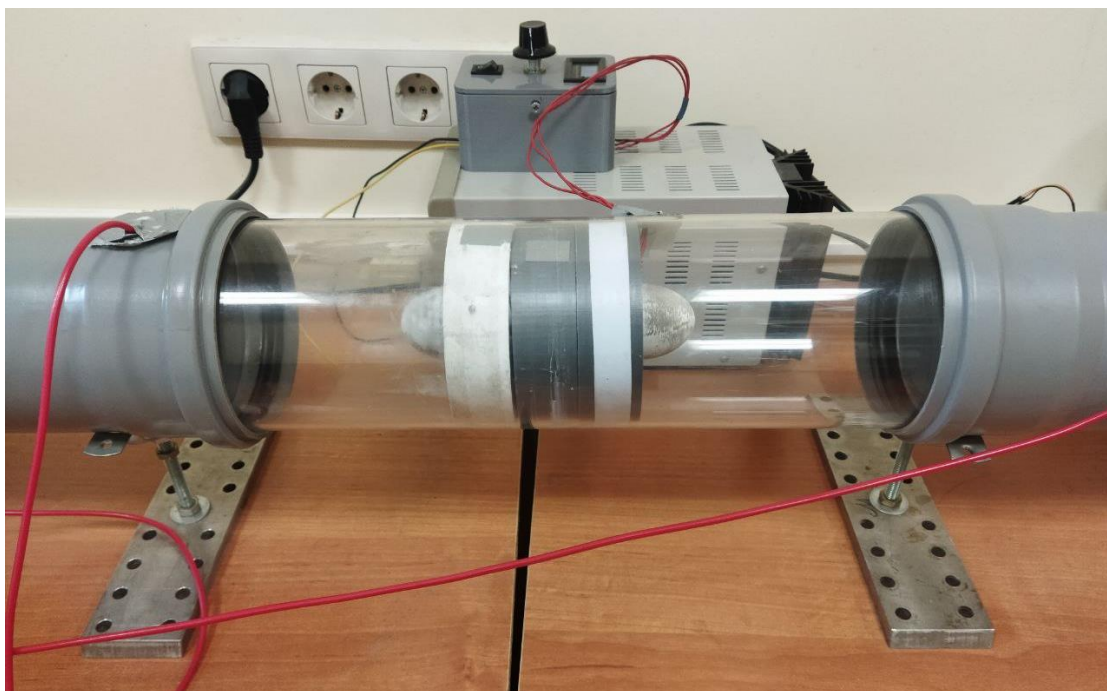


Рисунок 3.25 – Фотография экспериментальной установки

Частота осцилляций варьировалась от 50 до 150 Гц. Были проведены замеры частоты вращения микротурбины, потребляемая мощность динамика и давление в четырех точках на расстояниях 200 мм, 1000 мм, 1500 мм и 2200 мм. Результаты изменения оборотов от длины резонатора и частоты осцилляций представлены в таблице 3.4 и рисунок 3.26.

Таблица 3.4 – Результаты исследования влияния длины резонатора

Итоговая таблица по результатам эксперимента									
Длина, мм \ Частота, Гц	50	70	80	100	110	120	130	140	150
2300	2395	4113	4036	810	264	771.1	2107	1498	1163
2400	3041	4610	3787	750	401	1156	2514	1673	2103
2500	3675	4749	3559	847.2	1382	2602	2912	2208	2767
2600	3783	4843	3458	1018	1791	2788	2660	1902	2748
2700	3384	4242	2818	683.3	1915	2817	2461	2432	2789
2800	4070	3660	2029	620	1728	2268	2154	2067	2316
2900	4424	3830	2270	650	1984	2049	2132	2514	2647
3000	4300	3630	2165	875	1799	1885	1760	2210	2055

Наибольшая частота вращения достигается при длине резонатора 2600 мм и частоте осцилляций 70 Гц. График распределения давления по длине резонатора в различный момент времени с 0 до 0,34 секунды для длины резонатора 2600 и частоты 70 Гц представлен на рисунке 2.

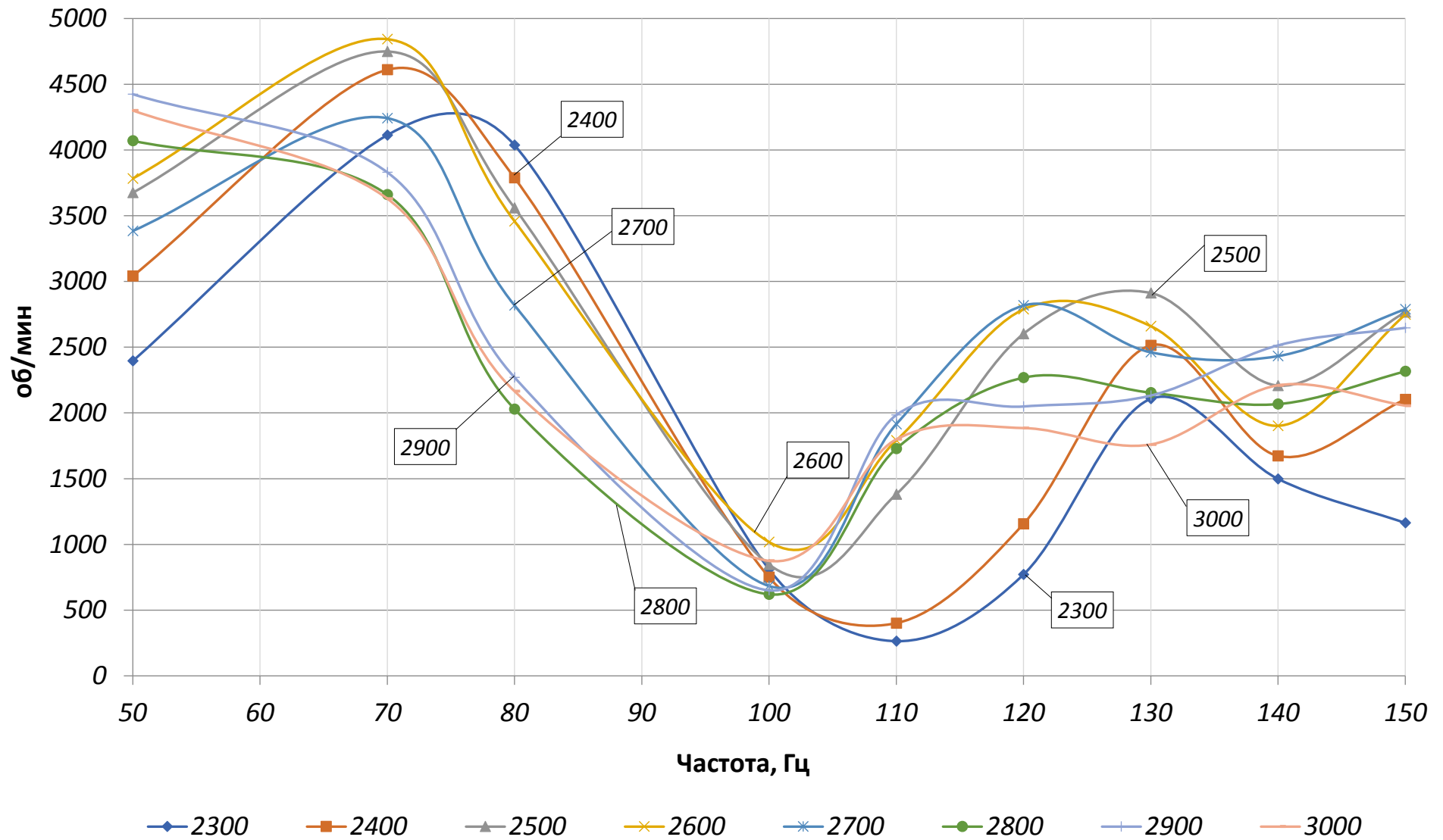


Рисунок 3.26 – График зависимости оборотов от длины резонатора и частоты колебаний

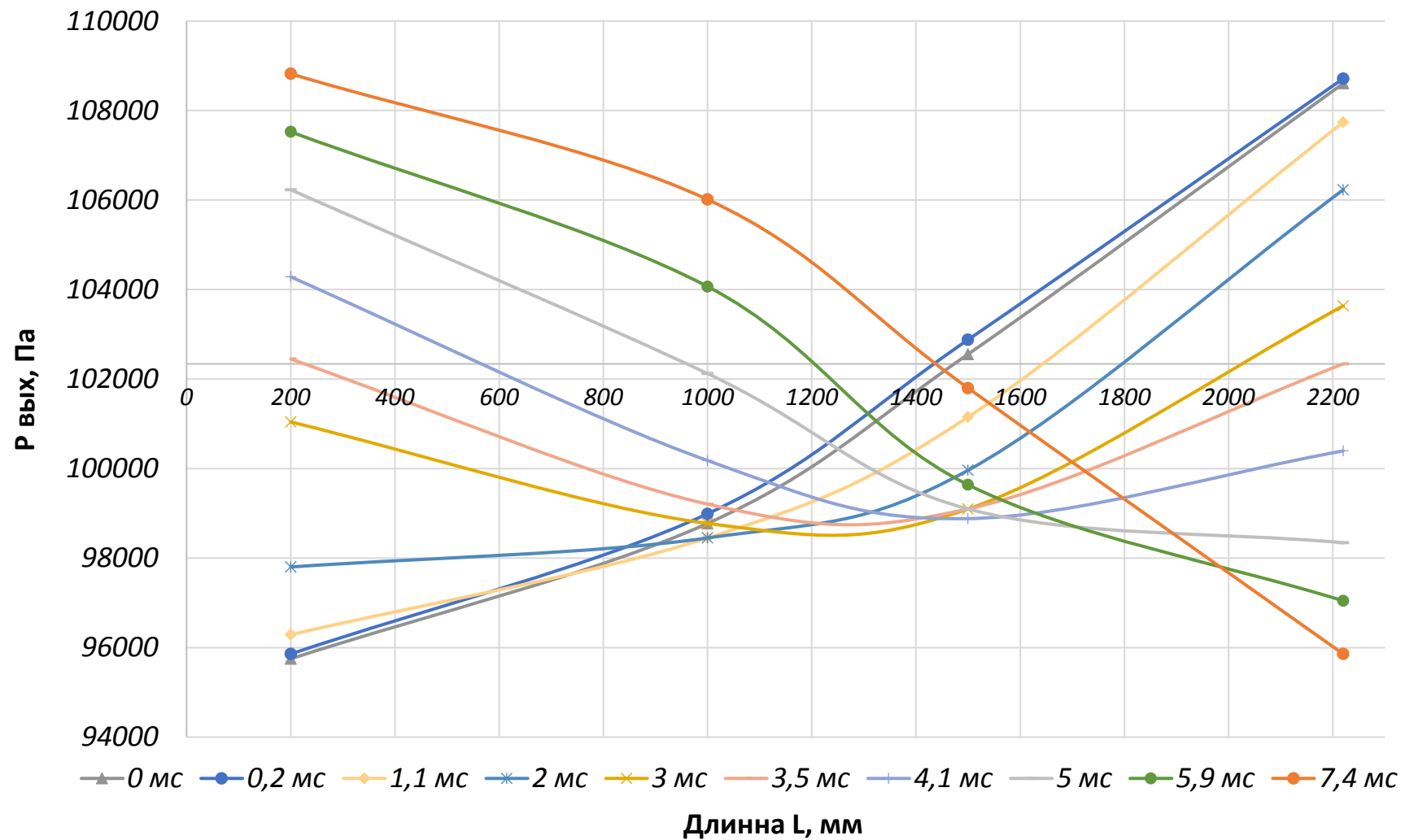


Рисунок 3.27 - График распределения давления в резонаторе по показаниям датчиков, расположенным в 200, 1000, 1500 и 2200 мм от источника, в моменте времени от 0 до 7,4 мс

Как видно из рисунка 3.27 место изменения давления с избыточного, на ниже атмосферного находятся в диапазоне от 1200 до 1500 поэтому дальнейшие исследования проводились для резонатора с длиной 2600 мм и местом установки микротурбины 1250, 1500.

Зависимость числа оборотов и потребляемой мощности динамика от частоты осцилляций для резонатора 2600 и места установки микротурбины 1250, 1500 и 1700 мм от источника представлены в таблице 3.5 и рисунках 3.28, 3.29.

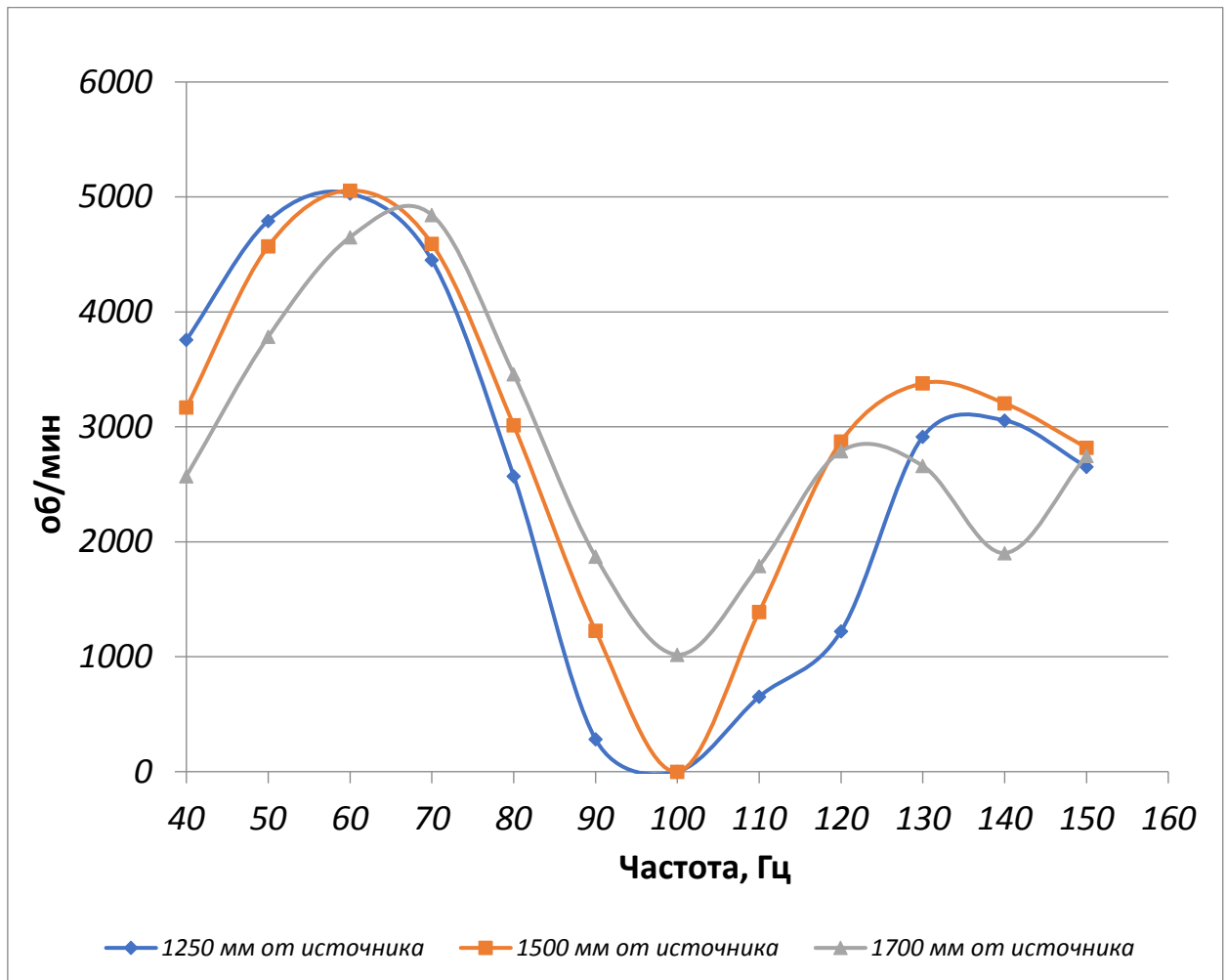


Рисунок 3.28 - График зависимости оборотов от частоты колебаний для разных положений турбины

Таблица 3.5 - Зависимость числа оборотов и потребляемой мощности динамика от частоты осцилляций для резонатора 2600 и места установки микротурбины 1250, 1500 и 1700 мм от источника

Резонатор 2600 с турбиной 1250			Резонатор 2600 с турбиной 1500			Резонатор 2600 с турбиной 1700		
Частота	Р потреб	n	Частота	Р потреб	n	Частота	Р потребляемая	Обороты
f, Гц	Вт	об/мин	f, Гц	Вт	об/мин	f, Гц	Вт	об/мин
40	156.2	3756	40	136.5	3168	40	120,4	2572
50	204.3	4792	50	204.4	4570	50	198.1	3783
60	210.4	5030	60	215.2	5056	60	211,4	4650
70	212.3	4450	70	208	4593	70	213.2	4843
80	228.6	2572	80	226.2	3013	80	225.4	3458
90	226.1	282.9	90	222.8	1227	90	215,2	1872
100	208.8	0	100	207.5	0	100	213.1	1018
110	154.3	651.5	110	135.4	1391	110	158.4	1791
120	134.9	1221	120	127.1	2872	120	149.4	2788
130	120.7	2914	130	118.4	3379	130	132.3	2660
140	116.2	3056	140	122.4	3205	140	114.3	1902
150	137.6	2652	150	108.9	2819	150	122.2	2748

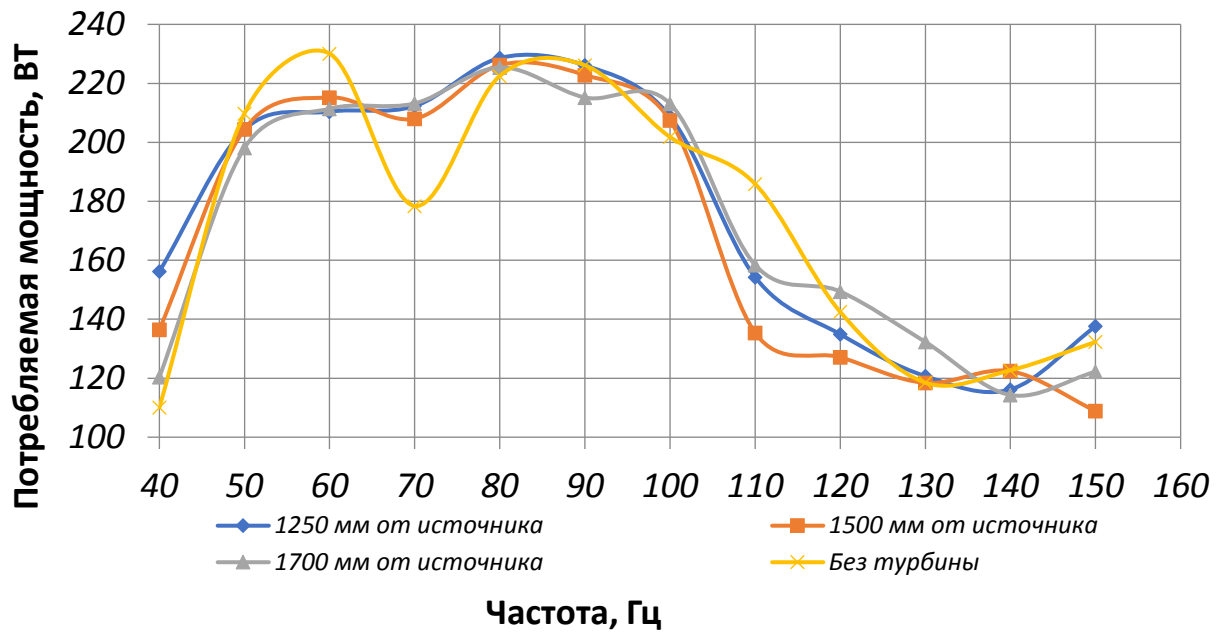


Рисунок 3.29 - График зависимости оборотов и потребляемой мощности от частоты осцилляций для разных положений микротурбины

Ниже приведены результаты замера давления для резонатора длиной 2600 мм и с местом установки турбины 1250 мм, при частоте 60 Гц (максимальные обороты микротурбины 5030 об/мин). Как видно из графика перепад давления между датчиком 1 датчиком 4 имеет максимальное значение и составляет 11776.7 Па.

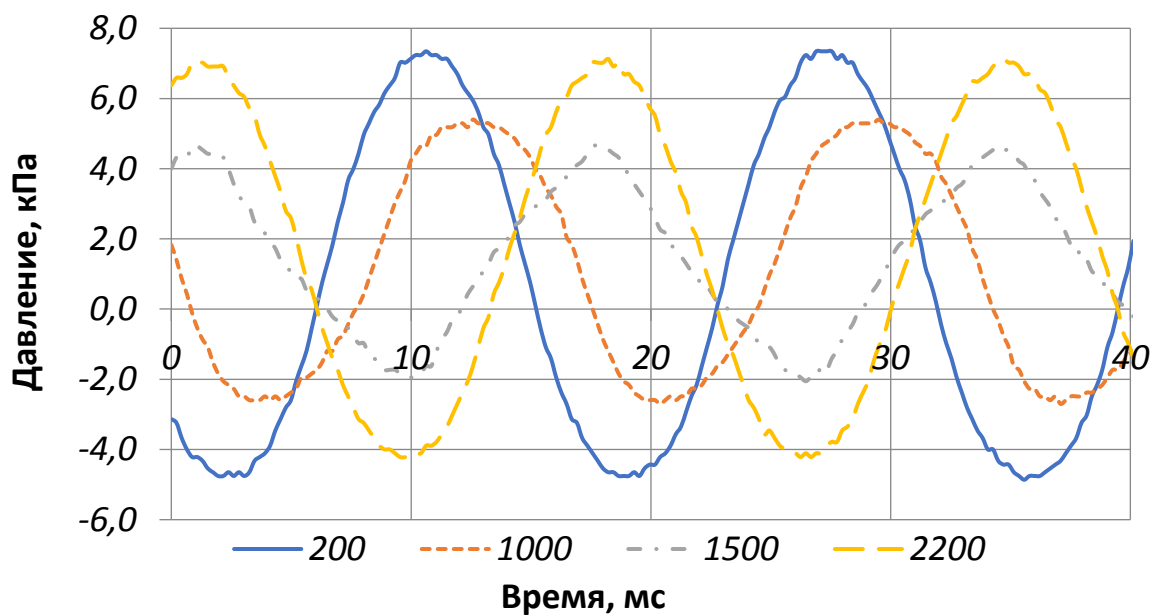


Рисунок 3.30 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1250 мм от источника при частоте колебаний 60 Гц

Для сравнения ниже приведены графики для такой же конфигурации при 50 (рисунок 3.31) и 70 Гц (рисунок 3.32), где обороты МТ были ниже 4792 и 4450 об/ минуту соответственно. При этом максимальный перепад давления между датчиком 1 и 4 составляет 8102.2Па при 50Гц и 11884.4Па при 70 Гц.

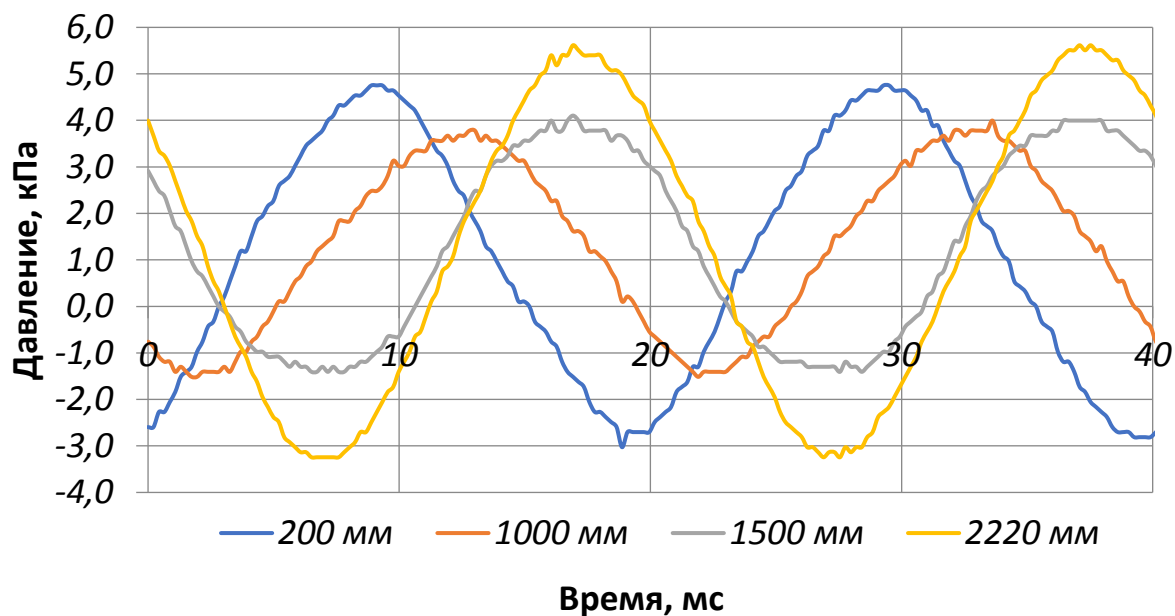


Рисунок 3.31 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1250 мм от источника при частоте колебаний 50 Гц

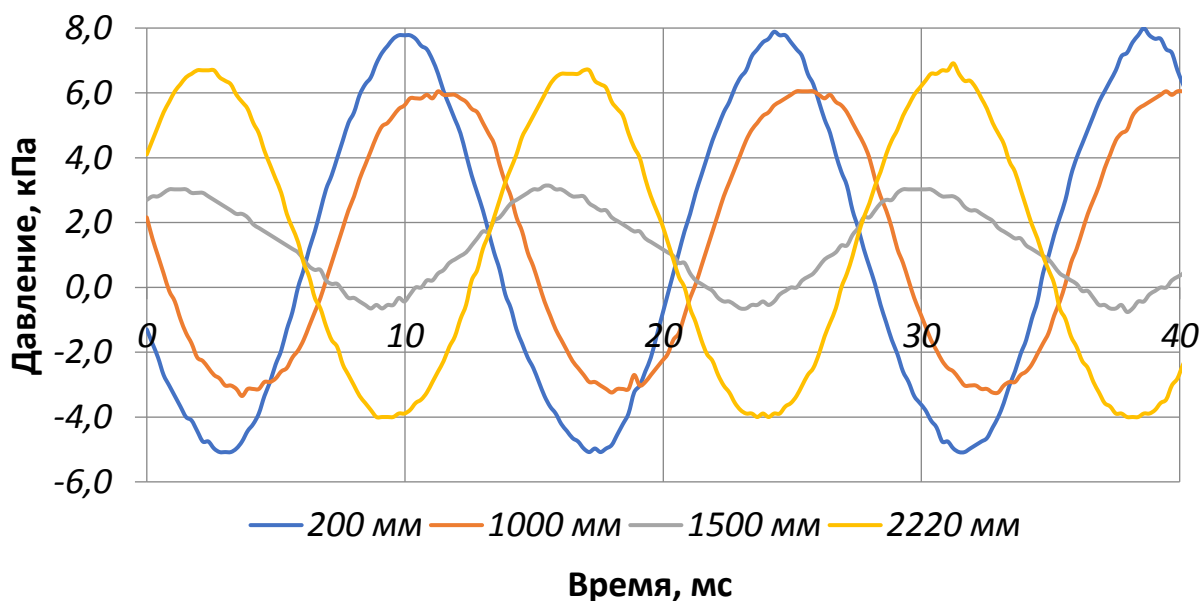


Рисунок 3.32 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1250 мм от источника при частоте колебаний 70 Гц

Ниже на рисунке 3.33 приведены результаты замера давления для резонатора длиной 2600 мм и с местом установки МТ 1700 мм, при частоте 70 Гц (максимальные обороты турбины 4843 об/мин). Как видно из графика перепад давления между датчиком 1 датчиком 4 имеет максимальное значение и составляет 12964 Па.

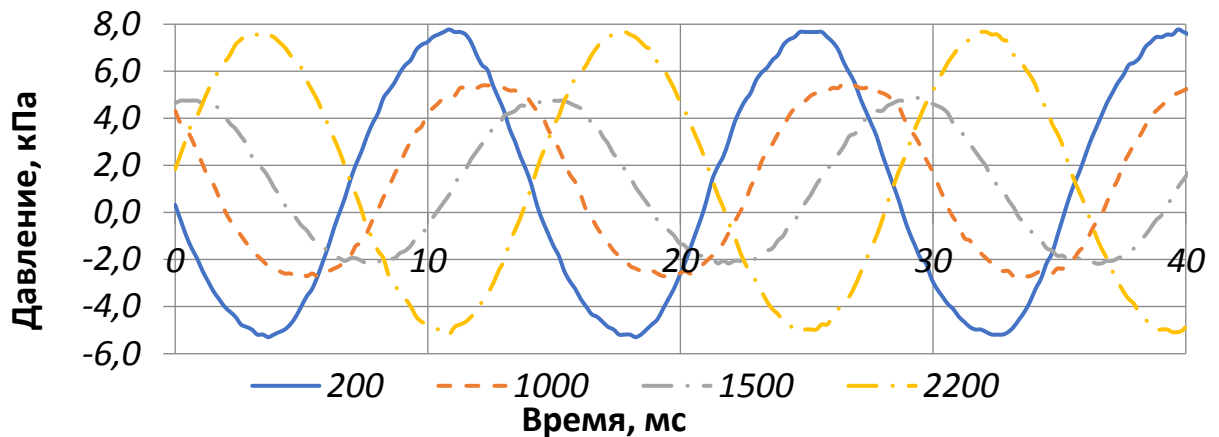


Рисунок 3.33 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1700 мм от источника при частоте колебаний 70 Гц

Для сравнения ниже на рисунках 3.34 и 3.35 приведены графики для такой же конфигурации при 50 и 80 Гц, где обороты МТ были ниже 3783 и 3458 об/ минуту соответственно. При этом максимальный перепад давления между датчиком 1 и 4 составляет 8317.8 Па при 50Гц и 6805.6 Па при 80 Гц.

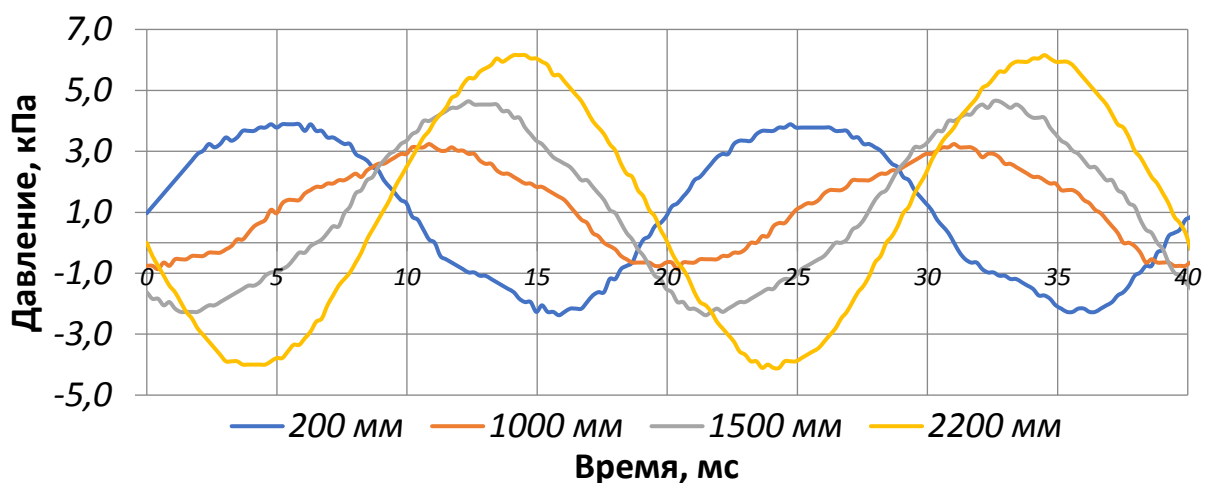


Рисунок 3.34 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1700 мм от источника при частоте колебаний 50 Гц

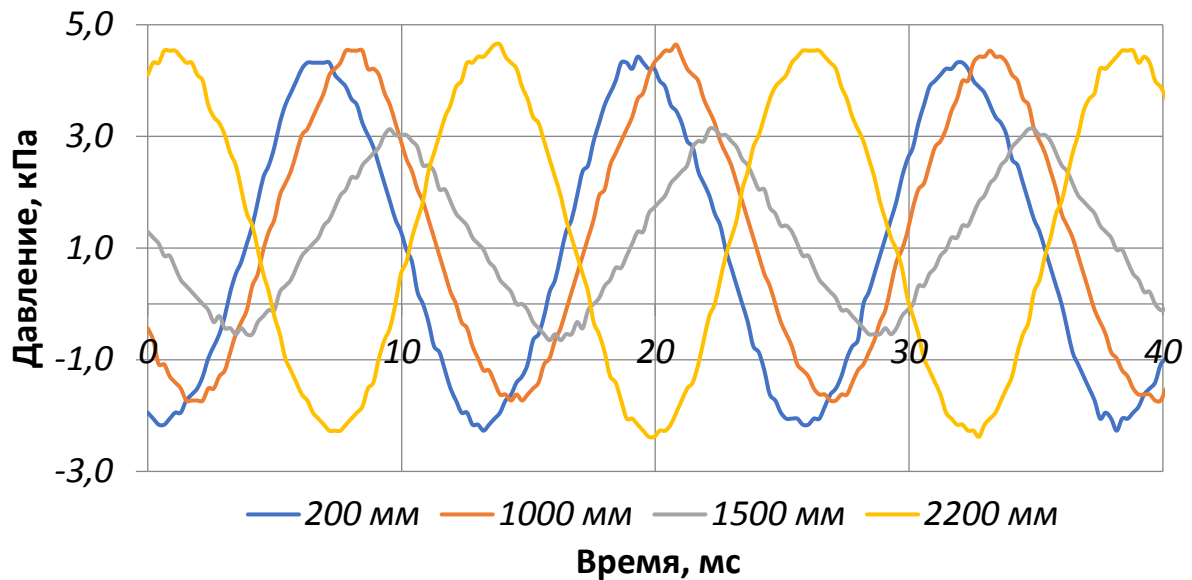


Рисунок 3.35 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1700 мм от источника при частоте колебаний 80 Гц

На рисунке 3.36 приведены результаты замера давления для резонатора длиной 2600 мм и с местом установки МТ 1500 мм, при частоте 60 Гц (максимальные обороты МТ 5056 об/мин). Как видно из графика перепад давления между датчиком 1 датчиком 4 имеет максимальное значение и составляет 12208.9 Па.

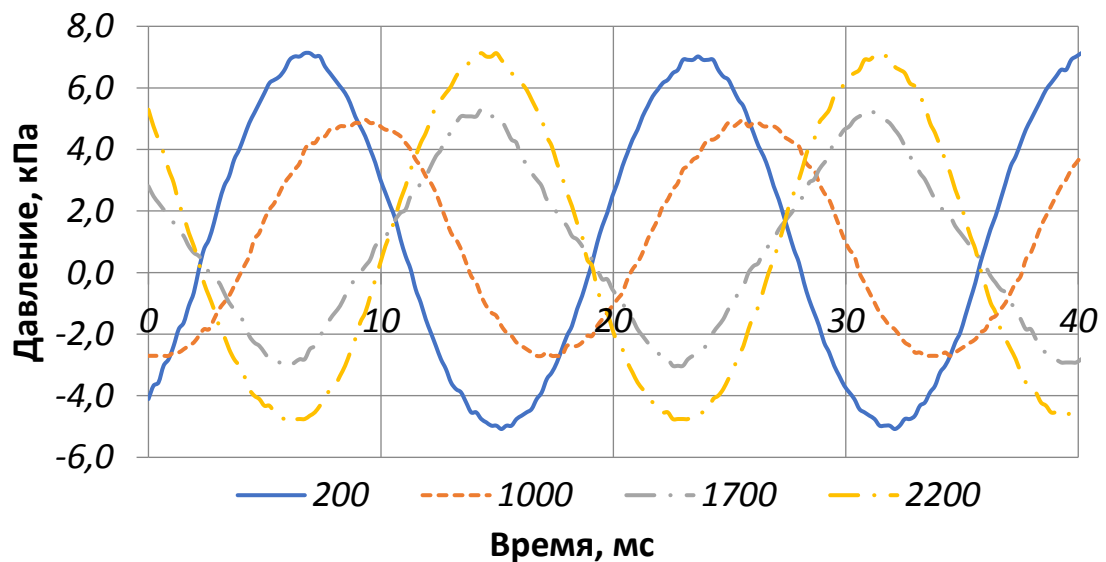


Рисунок 3.36 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1700 мм от источника при частоте колебаний 60 Гц

Для сравнения ниже на рисунках 3.37 и 3.38 приведены графики для такой же конфигурации при 50 и 70 Гц, где обороты микротурбины были ниже 4570 и 4593 об/минуту соответственно. При этом максимальный перепад давления между датчиком 1 и 4 составляет 8211.1 Па при 50Гц и 11775.6 Па при 70 Гц.

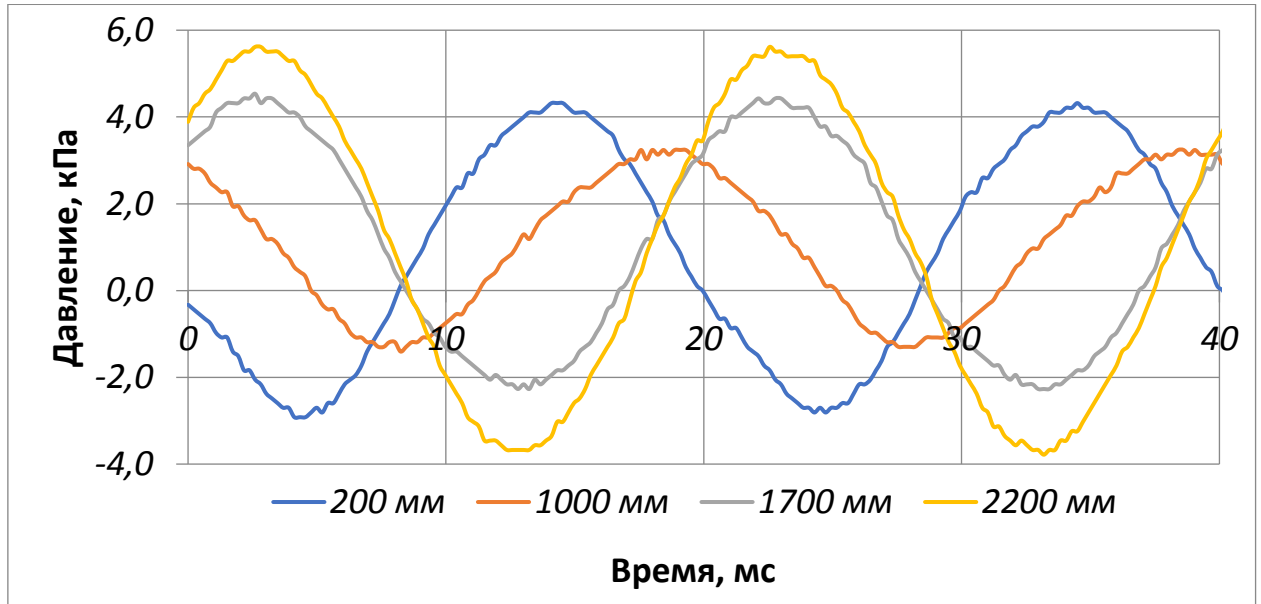


Рисунок 3.37 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1500 мм от источника при частоте колебаний 50 Гц

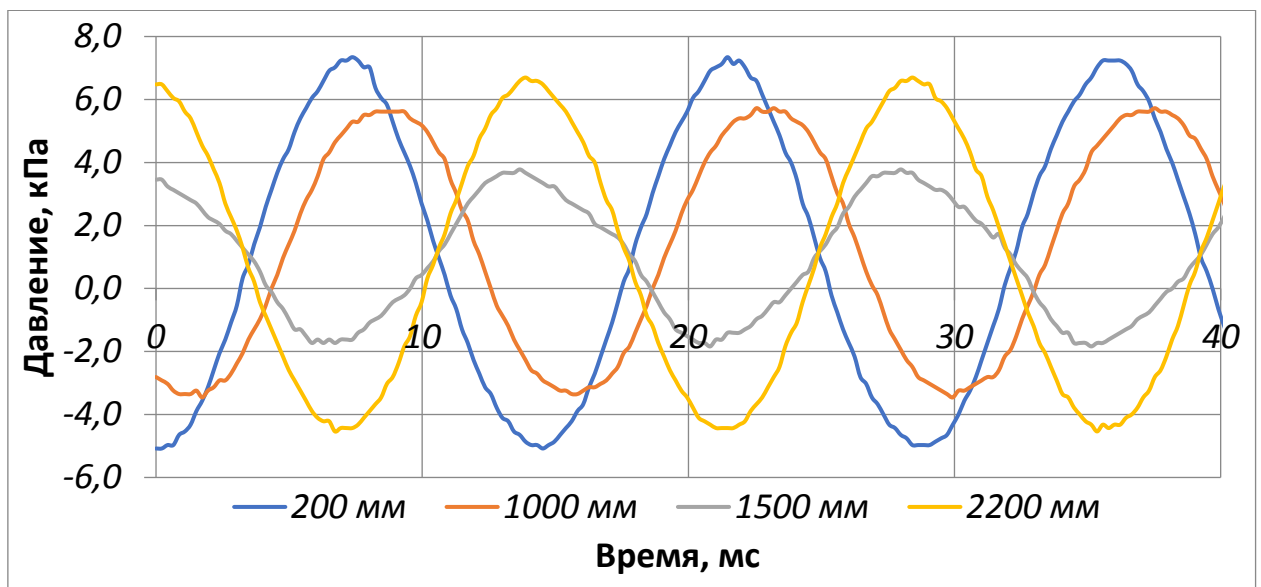


Рисунок 3.38 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм с микротурбиной ПТ, установленной в 1500 мм от источника при частоте колебаний 70 Гц

Ниже на рисунках 3.39, 3.40 и 3.41 представлены результаты замера давления для резонатора длиной 2600 мм без МТ для 60, 70 и 80 Гц. С максимальным перепадом давления между датчиком №1 и №4 16205 Па, 19986.7 Па и 9506.7 Па соответственно.

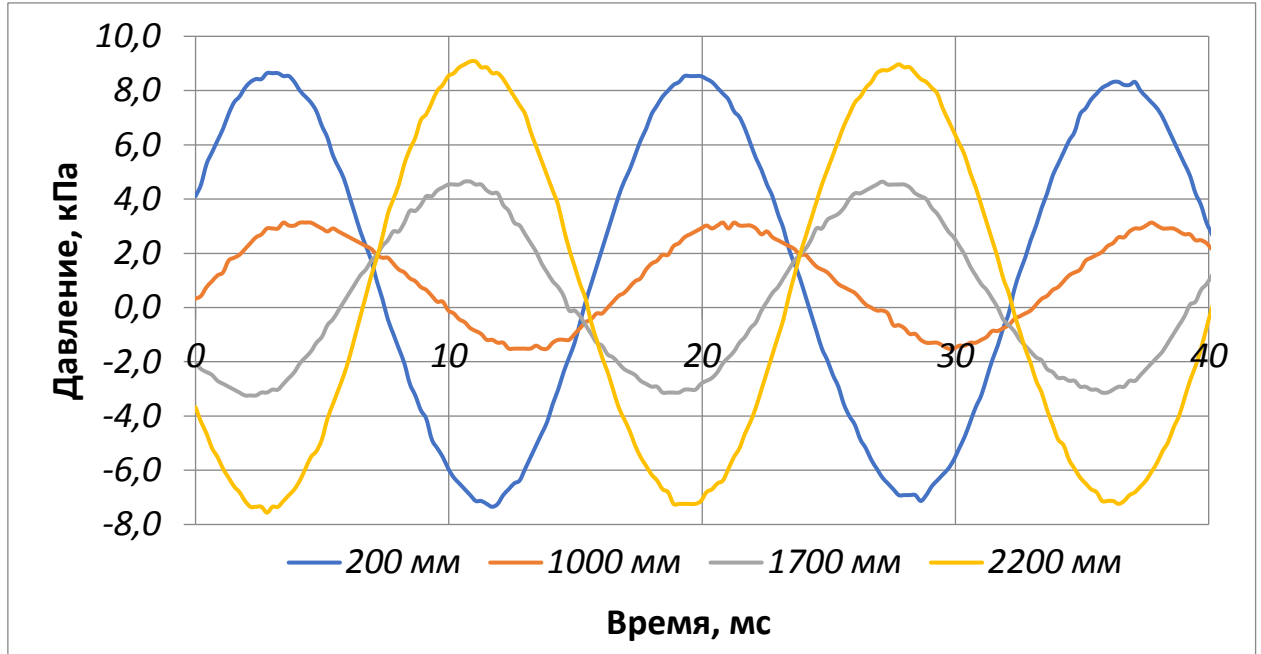


Рисунок 3.39 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм без микротурбины ПТ при частоте колебаний 60 Гц

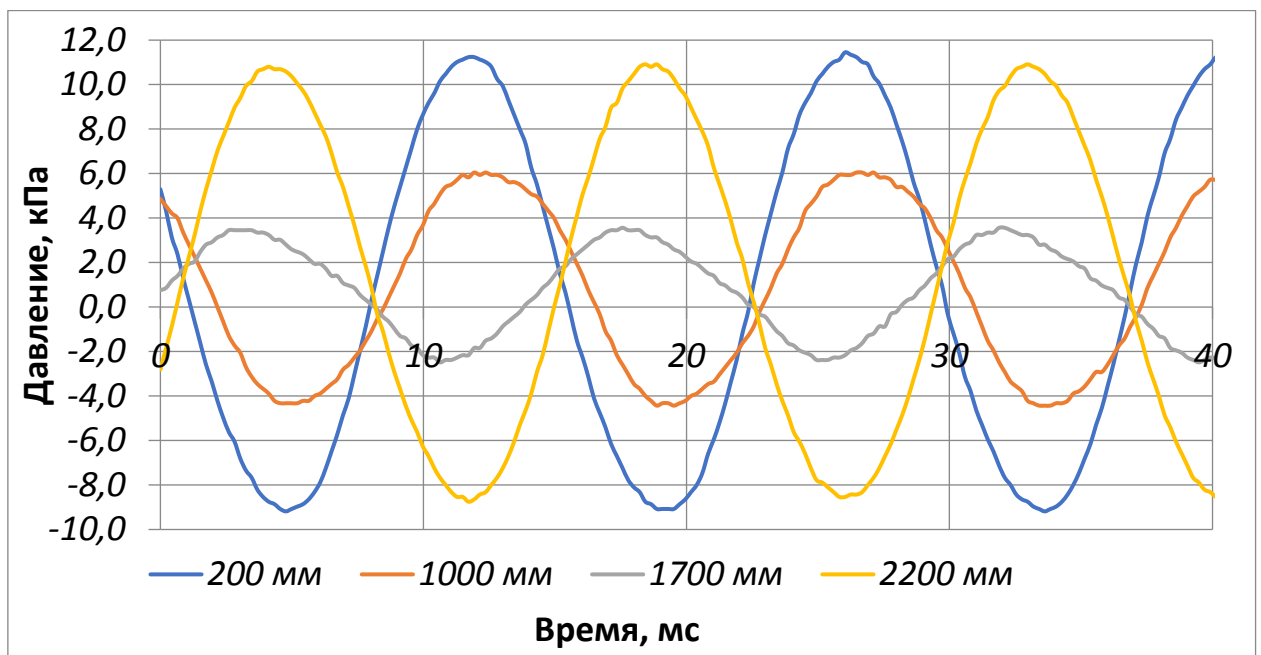


Рисунок 3.40 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм без микротурбины ПТ при частоте колебаний 70 Гц

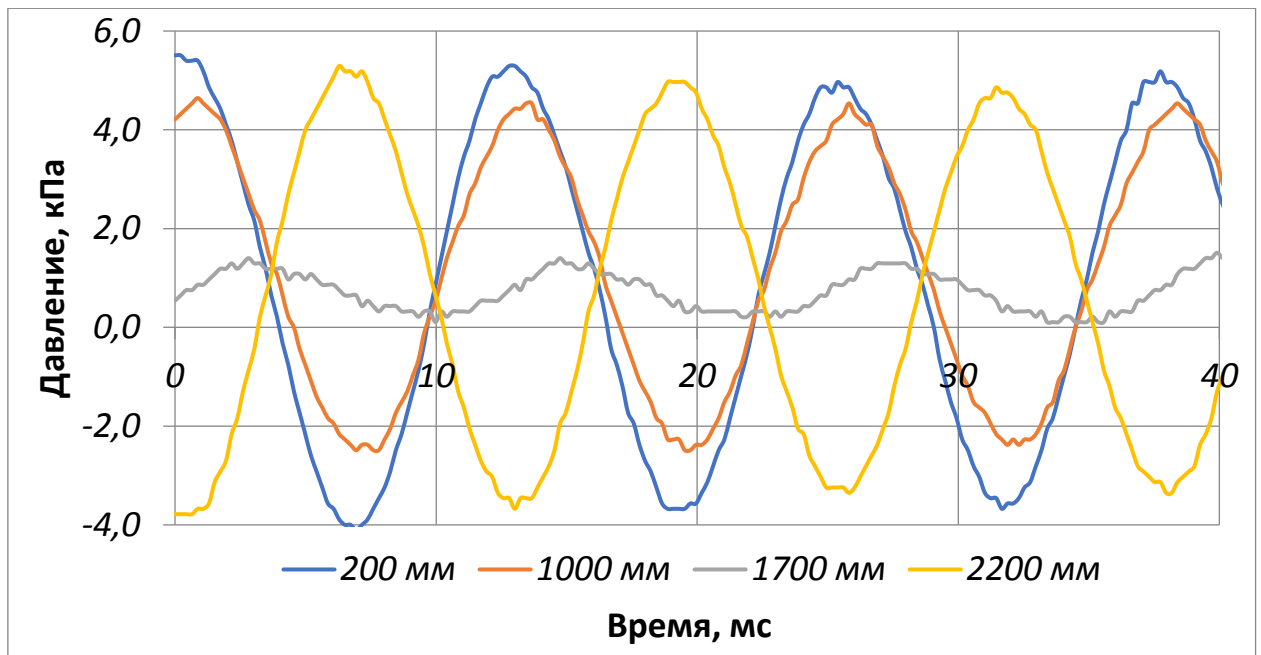


Рисунок 3.41 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм без микротурбины ПТ при частоте колебаний 80 Гц

Результаты исследования амплитуды давления в волноводе на расстоянии 1500 мм от источника колебаний, частоте 60 Гц и длине резонатора 2600 мм для режимов работы без микротурбины, с застопоренной и вращающейся микротурбиной представлены на рисунке 3.42.

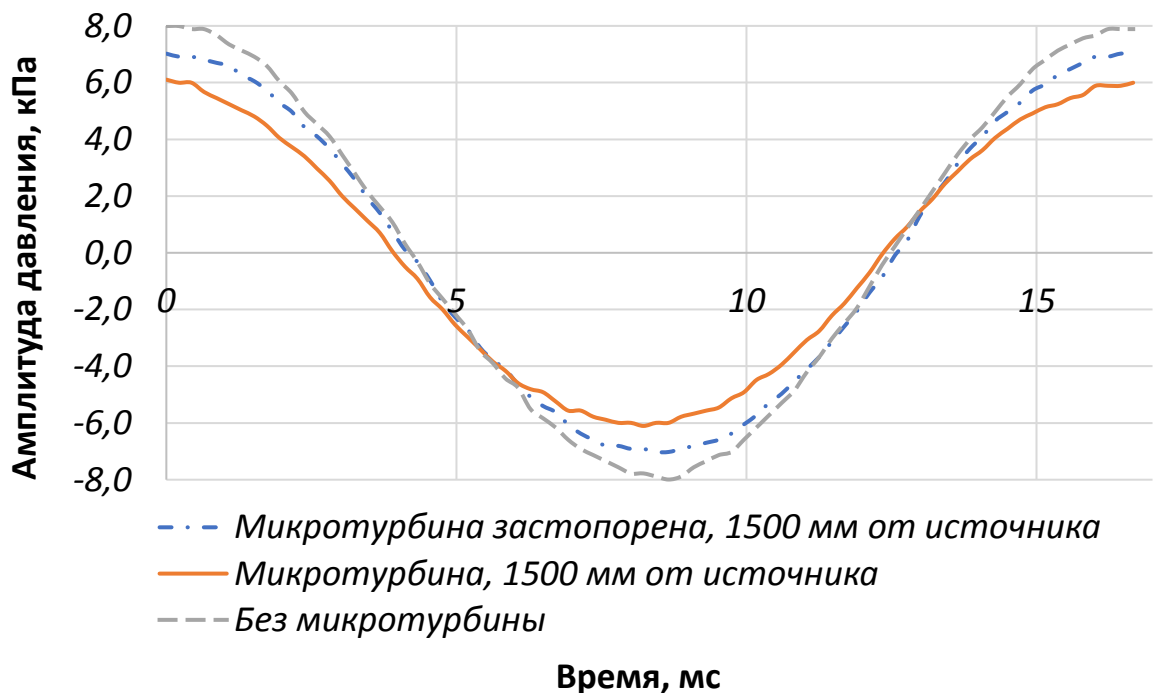


Рисунок 3.42 - Изменение давления в исследуемом волноводе длиной 2600 мм без микротурбины ПТ при частоте колебаний 70 Гц

Амплитуда давления в пустом акустическом волноводе составила 7994 Па. С застопоренным ротором, расположенным в 1500 мм от источника, амплитуда давления составила 7022 Па, с работающей МТ – 6104 Па. Уменьшение амплитуды давления в акустическом волноводе, связанное с гидравлическими потерями и преобразованием акустической энергии в механическую при использовании ПТ, составило 1890 Па.

Выводы по главе

Установлены закономерности влияния частоты осцилляций источника, места расположения микротурбины от источника, длины резонатора на обороты микротурбины. Максимальные обороты МТ диаметром 55 мм достигает при длине системы, равной три четверти длины волны генерируемой источником колебаний. При этом оптимальным положением турбины является узел давления, то место, в котором амплитуда скорости движения частиц среды максимальна. В закрытом объёме при длине резонатора равной три четверти длины волны будут образованы два узла давления. Один непосредственно около источника колебаний, а второй на расстоянии половины длины волны от него. Максимальные обороты составили 7100 об/минуту. Для микротурбины 108 мм с электрогенератором максимальные обороты достигаются также в узле давления при общей длине системы равной половине длины волны генерируемой источником. Максимальные обороты составили 5056 об/минуту.

4 Оценка эффективности пульсационного турбопривода

4.1 Методика оценки эффективности пульсационного турбопривода

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

$$\eta_t = \frac{P_m}{\Delta E_2}. \quad (4.1)$$

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

$$P_m = \frac{P_e}{\eta_{gen}}. \quad (4.2)$$

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

$$\Delta E_2 = E_{2,(P_1-P_2)} - E_{2,(P_3-P_4)} - E_{2,потери}, \quad (4.3)$$

где $E_{2,(P_1-P_2)}$ – акустическая мощность волны до микротурбины;

$E_{2,(P_3-P_4)}$ – акустическая мощность волны после микротурбины;

$E_{2,потери}$ – потери акустической мощности в волноводе на трение из-за вязкости.

В общем виде акустическая мощность определяется как:

$$E_2 = \frac{1}{2} |p_1| |U_1| \cos(\varphi_{pU}), \quad (4.4)$$

где p_1 – комплексная амплитуда давления, Па;

U_1 – комплексный объёмный расход, м³/с;

φ_{pU} – угол сдвига фаз между p_1 и U_1 .

Измерение акустической мощности осуществлялось с помощью двух датчиков давления по следующему алгоритму. Комплексные амплитуды сигналов давления, полученные с датчиков давления P_1, P_2, P_3, P_4 , (рисунок 4.1) определялись путём выполнения быстрого преобразования Фурье на задающей частоте и добавления информации о фазе. Комплексные амплитуды

давления затем используются для определения комплексной амплитуды скорости и акустической мощности.

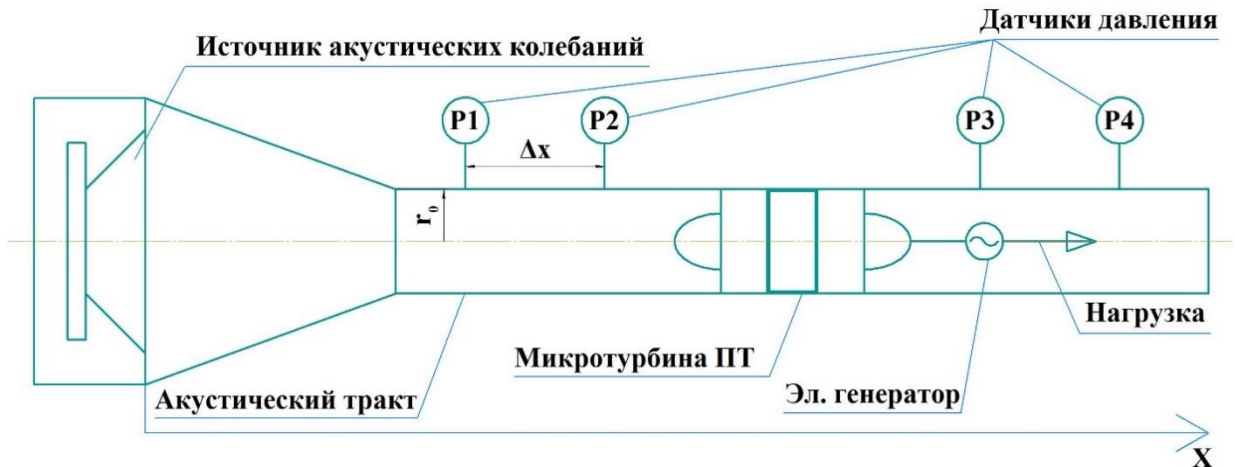


Рисунок 4.1 - Схема измерения скорости методом двух микрофонов

Комплексная амплитуда скорости u вдоль оси распространения звуковой волны и акустическая мощность E_2 с учётом влияния вязкости в пристеночном слое определялась по методу двух микрофонов [83]:

$$u = \frac{i}{\omega \rho_m} \frac{dp_1}{dx} \left[1 - \exp\left(\frac{-(1+i)(r_0-r)}{\delta_v}\right) \right], \quad (4.5)$$

где ρ_m – плотность рабочего тела,

ω – угловая частота колебаний;

r – радиальная координат;

r_0 – радиус волновода;

i – мнимая единица;

δ_v – глубина вязкостного проникновения;

dp – изменение давления;

dx – перемещение вдоль оси распространения звуковых волн.

Глубина вязкостного проникновения определяется как:

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\nu}{\omega}}, \quad (4.6)$$

где ν – кинематическая вязкость.

Акустическая мощность определялась по формуле:

$$E_2 = \frac{\pi r_0^2}{2\rho_m a \sin\left(\frac{\omega \Delta x}{a}\right)} \left(\operatorname{Im}(p_1 \tilde{p}_2) \left\{ 1 - \frac{\delta_v}{2r_0} \left[1 - \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega \Delta x}{a} \cot\left(\frac{\omega \Delta x}{a}\right) \right] \right\} + \frac{\delta_v}{4r_0} (|p_1|^2 - |p_2|^2) \left[1 - \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} + \left(1 + \frac{k-1}{\sqrt{\sigma}} \right) \frac{\omega \Delta x}{a} \operatorname{csc}\left(\frac{\omega \Delta x}{a}\right) \right] \right), \quad (4.7)$$

где a – местная скорость звука;

δ_k – глубина термического проникновения;

k – показатель адиабаты;

Δx – расстояние между датчиками давления;

σ – число Прандтля;

Im – мнимая часть;

$|p_A|$ – комплексная амплитуда давления в точке 1;

$|p_B|$ – комплексная амплитуда давления в точке 2.

Глубина термического проникновения определяется как:

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2\alpha}{\omega}} \quad (4.8)$$

где α – теплопроводность.

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

$$dp_1 = -\frac{i\omega\rho_m dx/A}{1-f_v} U_1, \quad (4.9)$$

где A – площадь поперечного сечения;

f_v – термовязкостная функция глубины вязкостного проникновения.

Термовязкостная функция глубины вязкостного проникновения определяется как:

$$f_v = \frac{(1-i)\delta_v}{2r_h}, \quad (4.10)$$

где r_h – радиус волновода;

$$dU_1 = -\frac{i\omega A dx}{k\rho_m} [1 + (k-1)f_k] p_1, \quad (4.11)$$

где k – показатель адиабаты,

f_k – термовязкастная функция глубины термического проникновения.

Термовязкастная функция глубины термического проникновения определяется как:

$$f_k = \frac{(1-i)\delta_k}{2r_h}, \quad (4.12)$$

Потери акустической мощности в акустическом тракте были определены как:

$$\frac{dE_2}{dS} = -\frac{1}{4}\rho_m \left| \frac{U_1}{A} \right|^2 \delta_v \omega - \frac{1}{4} \frac{|p_1|^2}{k\rho_m} (k-1)\delta_k \omega. \quad (4.13)$$

4.2 Апробация методики оценки эффективности пульсационного турбопривода

Для апробации методики оценки эффективности пульсационного турбопривода был выбран режим с длиной резонатора 2600 мм, частотой осцилляций 40 - 150 Гц, и местом установки турбины 1500 мм от источника. На данном режиме с турбиной 108 мм были достигнуты максимальные обороты – 5056 об/мин.

Пример результатов расчёта и обработки сигналов с использование уравнений 4.5 и 4.9 для частоты осцилляций 60 Гц представлен в таблице 4.1

Таблица 4.1 – Пример обработки результатов расчёта и обработки сигналов 60 Гц

№	Время, мс	P_{1-2} , Па	u_{1-2} , м/с	P_{3-4} , Па	u_{3-4} , м/с
1.	0,00	4 427,8	2,39	163,9	5,05
2.	0,22	4 211,7	3,58	322,2	4,59
3.	0,43	3 887,8	4,78	646,1	2,75
4.	0,65	3 617,2	5,67	1024,4	1,38
5.	0,87	3 401,1	6,86	1348,3	0,46
6.	1,08	3 131,1	7,76	1780,6	0,46

Продолжение таблицы 4.1

7.	1,30	2 753,3	9,25	2159,4	1,84
8.	1,52	2 375,0	10,15	2428,9	3,21
9.	1,74	2 051,1	10,75	2915,6	3,67
10.	1,95	1 564,4	11,64	3185,6	5,05
11.	2,17	1 240,6	12,24	3563,3	5,51
12.	2,39	808,3	12,84	3833,3	5,97
13.	2,60	484,4	13,43	4211,7	6,43
14.	2,82	106,1	13,73	4590,0	6,89
15.	3,04	326,1	13,73	4805,6	6,89
16.	3,25	703,9	13,43	5130,0	5,97
17.	3,47	1 136,1	13,43	5291,7	6,43
18.	0,00	1 352,2	13,43	5616,1	6,43
19.	0,22	1 568,3	12,84	5832,2	6,43
20.	0,43	1 946,7	12,54	5886,1	6,89
21.	0,65	2 324,4	12,24	5993,9	7,81
22.	0,87	2 432,2	11,64	6048,3	8,27
23.	1,08	2 756,7	11,05	6210,6	7,81
24.	1,30	2 972,8	10,45	6048,3	8,27
25.	1,52	3 134,4	10,15	6048,3	8,27

Продолжение таблицы 4.1

26.	3,69	3 188,9	9,85	6102,2	8,73
27.	3,90	3 405,0	9,26	5940,0	8,27
28.	4,12	3 458,9	8,36	5670,0	8,73
29.	4,34	3 512,8	8,06	5400,0	9,18
30.	4,56	3 512,8	6,87	5291,7	9,19
31.	4,77	3 513,3	6,27	4913,9	10,57
32.	4,99	3 512,8	5,67	4751,7	10,10
33.	5,21	3 512,8	5,07	4427,2	10,10
34.	5,42	3 404,4	3,88	4157,8	9,64
35.	5,64	3 296,7	3,29	3887,2	9,19
36.	5,86	3 026,7	2,39	3401,7	8,72
37.	6,07	2 972,8	1,50	3185,0	7,81
38.	6,29	2 810,6	0,60	2753,3	6,89
39.	6,51	2 594,4	0,60	2428,9	5,97
40.	6,72	2 216,7	0,90	2051,1	4,59
41.	6,94	2 054,4	1,79	1672,8	4,13
42.	7,16	1 784,4	3,29	1348,9	2,30
43.	7,38	1 513,9	4,18	1024,4	1,38
44.	7,59	1 136,1	5,07	484,4	0,46

Результаты расчётов в соответствии с уравнением 4.4 для определения энергии до и после турбины, а также потерь в соответствии с уравнением 4.13 представлены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Результаты расчётов изменения энергии в акустическом тракте для частот 40-150 Гц

№	Частота осцилляций, Гц	$E_{2,(P_1-P_2)}$, Вт	$E_{2,(P_3-P_4)}$, Вт	$E_{2,потери}$
1.	40	21,42	2,88	1,50
2.	50	46,88	21,14	4,07
3.	60	58,04	27,51	8,06
4.	70	54,54	24,64	8,77
5.	80	23,75	5,39	1,84
6.	90	8,04	4,84	0,33
7.	100	5,14	3,59	0,06
8.	110	9,73	5,57	1,01
9.	120	19,87	2,52	2,95
10.	130	23,94	3,94	3,99
11.	140	19,31	0,70	3,21
12.	150	21,36	2,05	3,99

Для определения КПД электрогенератора были проведены исследования, по результатам которых КПД электрогенератора, установленного в ПТ, в зависимости от оборотов находится в диапазоне от 46 до 72% (рисунок 4.2).

Изменение акустической энергии в микротурбине ПТ в зависимости от частоты осцилляций источника менялась от 1,49 Вт до 22,4 Вт (рисунок 4.3). При этом вырабатываемая электрическая мощность изменялась от 0 до 3,3 Вт (рисунок 4.4).

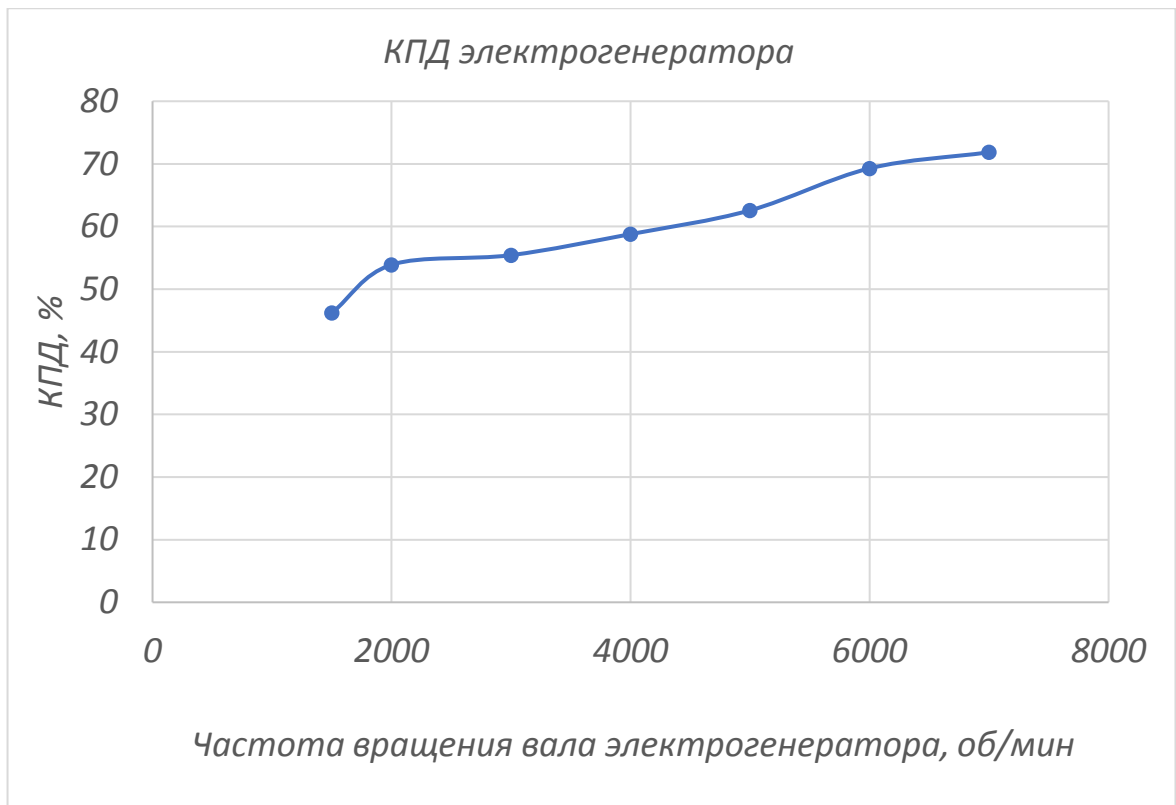


Рисунок 4.2 - КПД электрогенератора в зависимости от оборотов вала

Зависимость КПД ПТ от частоты осцилляций источника представлены на рисунке 4.5.

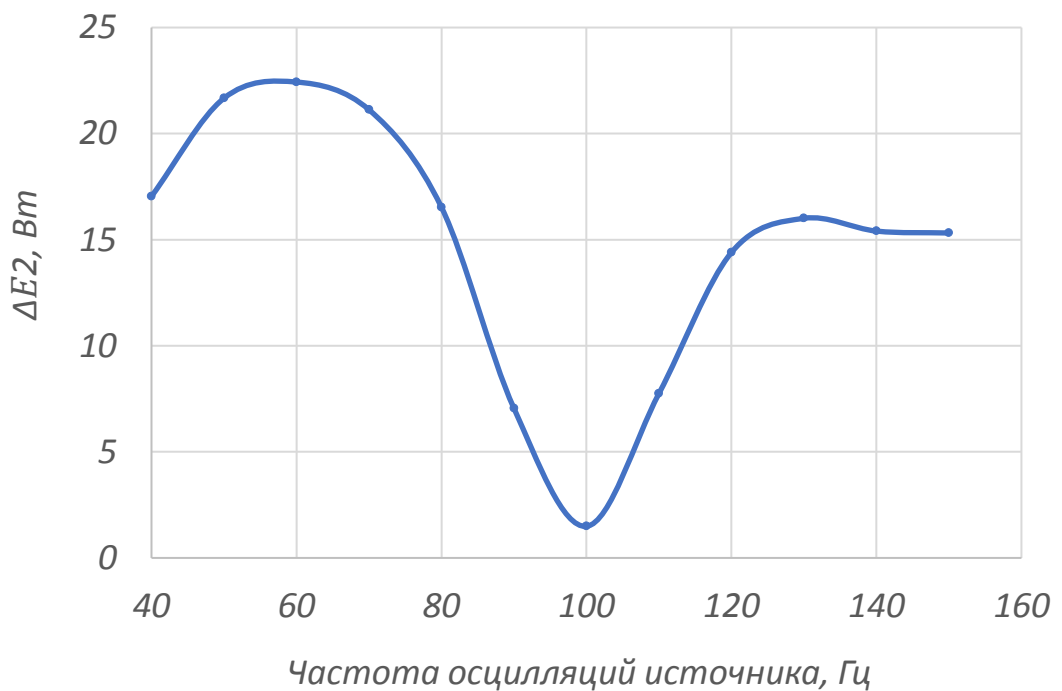


Рисунок 4.3 - Зависимость изменения энергии в акустическом тракте с ПТ от частоты осцилляций

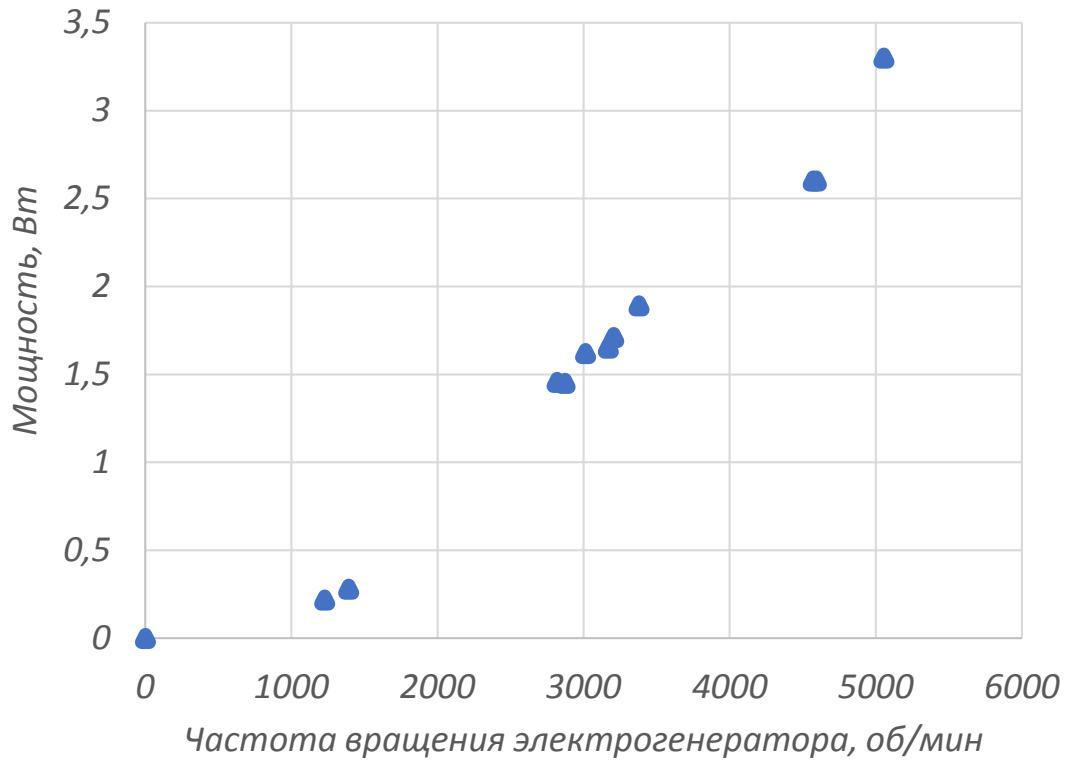


Рисунок 4.4 - Зависимость вырабатываемой мощности ПТ от оборотов электрогенератора

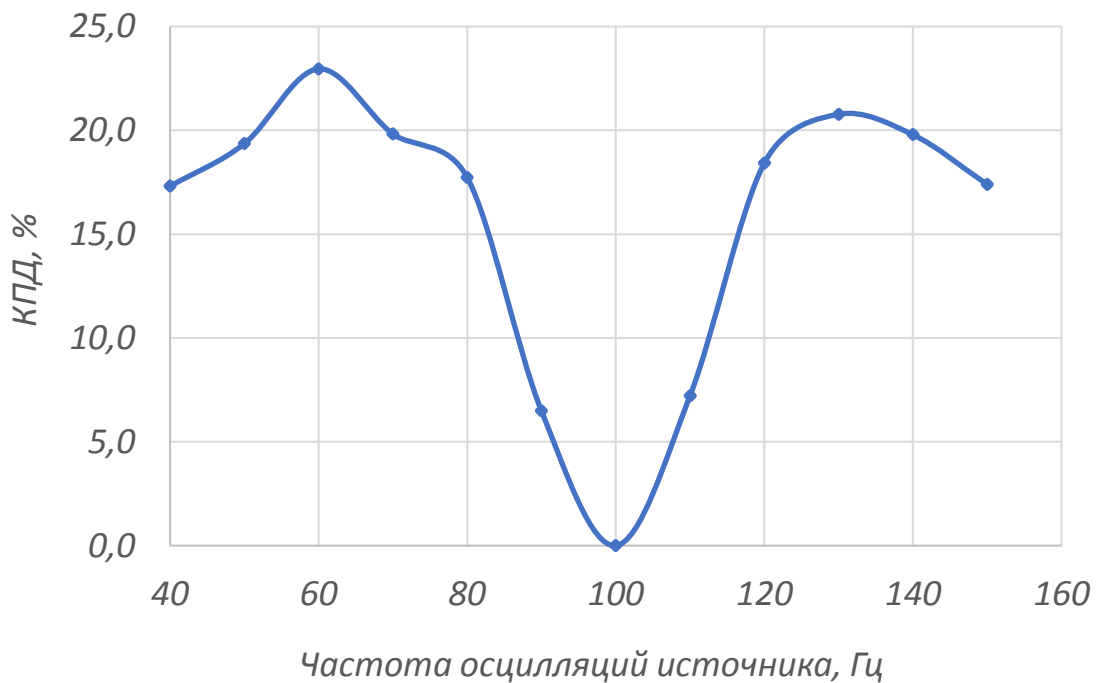


Рисунок 4.5 - Зависимость КПД пульсационного турбопривода от частоты осцилляций

Выводы по главе

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

Второй максимум по КПД составляет 20,8% при частоте осцилляций 130 Гц. Длина резонатора при этой частоте соответствует длине волны. ПТ развивает электрическую мощность 1,89 Вт (3379 об/мин) при амплитуде давления 5075 Па. При этом акустическая мощность источника осцилляций (23,9 Вт) на 59% меньше, чем при 60 Гц (58 Вт). Исходя из этого, можно сделать вывод, что максимальная мощность и максимальный КПД ПТ достигается при “полуволновом резонаторе”, а наибольшая эффективность всей системы с учётом затрат энергии на источник осцилляций при резонаторе равным длине волны.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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

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

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

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

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

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

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Putnam, A.A. A survey of organ-pipe oscillations in combustion systems / A.A. Putnam, W.R. Dennis // Journal of the Acoustical Society of America. - 1956. - V. 28. - P. 246–259.
2. Feldman, K.T. Review of the literature on Sondhauss thermoacoustic phenomena / K.T. Feldman // Journal of Sound and Vibration. - 1968. - V. 7 (1). - P. 71–82.
3. Feldman, K.T. Review of the literature on Rijke thermoacoustic phenomena / K.T. Feldman // Journal of Sound and Vibration. - 1968. - V. 7 (1). - P. 83-89.
4. Стретт, Дж. Теория звука / Дж. Стретт. - М.: Гостехиздат, 1944. - 2 т. - 475 с.
5. Kramers, H. A. Vibrations of a gas column / H. A. Kramers // Physica. - 1949. - V. 15 - P. 971–989.
6. Patent US 2549464A, IPC F03G7/00, H02N11/0. Electric power source / Hartley Ralph V.L., applicants Bell Telephone Labor Inc. Application: US78270347A, 29.10.1947, publication·17.04.1951.
7. Patent US 2836033A, IPC F03G7/00, F25B9/14, G08B17/04, H02N11/00. Heat-controlled acoustic wave system / Marrison Warren A., applicants Bell Telephone Labor Inc. Application: US36818553A·15.07.1953, publication 27.05.1958.
8. In't Panhuis, P.H.M.W. Mathematical aspects of thermoacoustics. Petrus Hendrikus Maria Wilhelmus in't panhuis: Phd Thesis /Petrus Hendrikus Maria Wilhelmus In't Panhuis. – Eindhoven, 2009. – 190 p.
9. Rott, N. Damped and thermally driven acoustic oscillations in wide and narrow tubes / N. Rott // 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 / N. Rott // Journal of Applied Mathematics and Physics. - 1973. - V. 24. - P. 54–72.

11. Rott, N. The influence of heat conduction on acoustic streaming / N. Rott // *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 / N. Rott // *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 / N. Rott // *Journal of Applied Mathematics and Physics*. - 1976. - V. 27. - P. 197–224.
14. Merkli, P. Thermoacoustic effects in a resonance tube / P. Merkli, H. Thomann // *Journal of fluid mechanics*. - 1975. - V. 70. - P. 161–177.
15. Swift, G.W. Thermoacoustic engines and refrigerators: a short course / G.W. Swift. Los Alamos: Los Alamos National Laboratory. - 1999. - 179 p.
16. Ceperley, P. A pistonless Stirling engine—The traveling wave heat engine / P. Ceperley // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 1979. - V. 66. - P. 1508–1513.
17. Ceperley, P. Gain and efficiency of a short traveling wave heat engine / P. Ceperley // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 1984. - V. 75. - P. S35–S35.
18. Backhaus, S. A thermoacoustic-Stirling heat engine: Detailed study / S. Backhaus, G. Swift // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 2000. - V. 107. - P. 3148–3166.
19. De Blok, K. Low operating temperature integral thermo acoustic devices for solar cooling and waste heat recovery / K. De Blok // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 2008. - V. 123. - P. 3541–3541.
20. 4-stage thermo acoustic power generator: [Электронный ресурс]. – URL: <https://www.bioenergyforumfact.org/sites/default/files/2018-06/52.%204-stage%20thermo%20acoustic%20power%20generator.pdf> (дата обращения: 20.12.23).

21. Jin, T. Low temperature difference thermoacoustic prime mover with asymmetric multistage loop configuration / T. Jin, R. Yang, Y. Wang, Y. Feng, K. Tang // *Scientific Reports*. - 2017. - V. 7 P. 1–8.

22. Криосистемы: [Электронный ресурс]. – URL: <https://cryosystems.ru/katalog/kriogennoe/refrizheratorygiffordamakmagona/> (дата обращения: 28.12.23).

23. Chen, B. Design and development of a low-cost, electricity-generating cooking Score-Stove™ / B. Chen, P. Riley, Y. Abakr, K. Pullen, D. Hann, C. Johnson // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. - 2013. - V. 227. - P. 803–813.

24. Jaworski, A. Development of thermoacoustic devices for power generation and refrigeration / A. Jaworski, X. Mao // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*. - 2013. - V. 227. - P. 762–782.

25. Abdoulla-Latiwish, K. Thermoacoustic micro-electricity generator for rural dwellings in developing countries driven by waste heat from cooking activities / K. Abdoulla-Latiwish, X. Mao, A. Jaworski // *Energy*. - 2017. - V. 134. - P. 1107–1120.

26. Swift, G. W. *Thermoacoustics: A Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators*, 2nd ed / G. W. Swift. Springer International Publishing. - 2017. - 326 p.

27. Wu, Z. A solar-powered traveling-wave thermoacoustic electricity generator / Z. Wu, W. Dai, M. Man, E. Luo // *Solar Energy*. - 2012. - V. 86. - P. 2376–2382.

28. Wang, K. An acoustically matched traveling-wave thermoacoustic generator achieving 750 W electric power / K. Wang, D. Sun, J. Zhang, Y. Xu, K. Luo, N. Zhang, J. Zou, L. Qiu // *Energy*. - 2016. - V. 103. - P. 313–321.

29. Bi, T. Development of a 5 kW traveling-wave thermoacoustic electric generator / T. Bi, Z. Wu, L. Zhang, G. Yu, E. Luo, W. Dai // *Applied Energy*. - 2017. - V. 185. - P. 1355–1361.

30. Sun, D. A traveling-wave thermoacoustic electric generator with a variable electric R-C load / D. Sun, K. Wang, X. Zhang, Y. Guo, Y. Xu, L. Qiu // *Applied Energy*. - 2013. - V. 106. - P. 377–382.

31. Gonen, E. Gap seal dissipation in linear alternators / E. Gonen, G. Grossman // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 2015. - V. 137. - P. 1744–1755.

32. Backhaus, S. Traveling-wave thermoacoustic electric generator / S. Backhaus, E. Tward, M. Petach // *Applied Physics Letters*. - 2004. - V. 85. - P. 1085–1087.

33. Patent US6755027B2, IPC F02G1/043, F03G7/00, F25B9/14. Cylindrical spring with integral dynamic gas seal / Garrett Steven L., applicants Penn State Res Found. Application: US40976003A·09.04.2003, publication 29.06.2004/.

34. Patent US6792764B2, IPC F02G1/043, F02G1/057, F03G7/00, F25B9/00, F25B9/14. Compliant enclosure for thermoacoustic device / Poese Matthew E.; Smith Robert W. M.; Wakeland Ray S.; Garrett Steven L., applicants Penn State Res Found. Application: US40985503A 09.04.2003, publication 21.09.2004.

35. Smoker, J. Energy harvesting from a standing wave thermoacoustic-piezoelectric resonator / J. Smoker, M. Nouh, O. Aldraihem, A. Baz // *Journal of Applied Physics*. - 2012. - V. 111. - P. 104901.

36. Avent, A. Principles of thermoacoustic energy harvesting / A. Avent, C. Bowen // *The European Physical Journal Special Topics*. - 2015. - V. 224. - P. 2967–2992.

37. Lin, J. High-fidelity simulation of a standing-wave thermoacoustic–piezoelectric engine / J. Lin, C. Scalo, L. Hesselink // *Journal of Fluid Mechanics*. - 2016. - V. 808. - P. 19–60.

38. Nouh, M. Optimum design of thermoacoustic-piezoelectric systems with dynamic magnifiers / M. Nouh, O. Aldraihem, A. Baz // *Engineering Optimization*. - 2013. - V. 46. - P. 543–561.

39. Nouh, M. Theoretical modeling and experimental realization of dynamically magnified thermoacoustic-piezoelectric energy harvesters / M. Nouh, O. Aldraihem, A. Baz // *Journal of Sound and Vibration*. - 2014. - V. 333. - P. 3138–3152.
40. Keolian, R. Energy conversion through thermoacoustics and piezoelectricity / R. Keolian, S. Backhaus // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 2011. - V. 130. - P. 2504–2504.
41. Dovgyallo, A. Free piston pulse tube engine: a numerical and experimental power generation estimation / A. Dovgyallo, S. Nekrasova, A. Pulkina, D. Sarmin // *Journal of Physics: Conference Series*. - 2020. - V. 1565. - P. 012100.
42. Alemany, A. Space thermoacoustic radio-isotopic power system: Space TRIPS / A. Alemany, M. Francois, K. de Blok, J. P. Roux, G. Poli, E. Zeminiani, E. Gaia, P. Jeantet, E. Roy, C. Chillet, J. Freiberg, R. Nikoluskins, G. Gerbeth, S. Eckert // *Proceedings of Third International Workshop on Thermoacoustics*. - 2015. - PP. 70–71.
43. Alemany, A. Feasibility analysis of an MHD inductive generator coupled with a thermoacoustic energy conversion system / A. Alemany, R. Forcinetti, S. Carcangiu, A. Montisci, J. P. Roux // *Proceedings of the 9th PAMIR International Conference*. - 2014. - V. 1. - P. 439–443.
44. Mirhoseini, S. Analytical calculation of thermoacoustic magnetohydrodynamic generator / A. Alemany // *Proceedings of the 9-th PAMIR International Conference*. - 2014. - V. 1. - P. 479–483.
45. Alemany, A. Thermo acoustic - MHD electrical Generator / A. Alemany, A. Krauze, M. A. Radi // *Energy Procedia*. - 2011. - V. 6. - P. 92–100.
46. Swift, G. A liquid-metal magnetohydrodynamic acoustic transducer / G. Swift // *The Journal of the Acoustical Society of America*. - 1988. - V. 83. - P. 350–361.
47. Migliori, A. Liquid-sodium thermoacoustic engine / A. Migliori, G. Swift // *Applied Physics Letters*. - 1988. - V. 53. - P. 355–357.

48. Swift, G. Liquid metal thermoacoustic engine / G. Swift, A. Migliori, J. Wheatley // The Journal of the Acoustical Society of America. - 1986. - V. 79. - P. S3–S3.

49. Patent US4599551A, IPC H02K44/08. Thermoacoustic magnetohydrodynamic electrical generator / Wheatley John C.; Swift Gregory W.; Migliori Albert, applicants US Energy. Application: US67222884A 16.11.1984, publication 08.07.1986.

50. Falcão, A. The shoreline OWC wave power plant at the Azores / A. Falcão // Proceedings of the Fourth European Wave Energy Conference. - 2000. - V. 1 - P. 44–48.

51. Taylor, J. R. Design and construction of the variable-pitch air turbine for the Azores wave energy plant / J. R. Taylor, N. Caldwell // Proceedings of the 3rd European Wave Energy Conference. - 1998. - V. 1. - P. 328–337.

52. Thakker, A. Design charts for impulse turbine wave energy extraction using experimental data / A. Thakker, J. Jarvis, A. Sahed // Renewable Energy. - 2009. - V. 34. - P. 2264–2270.

53. Falcão, A. Air turbine choice and optimization for floating oscillating-water-column wave energy converter / A. Falcão, J. Henriques, L. Gato, R. Gomes // Ocean Engineering. - 2014. - V. 75. - P. 148–156.

54. Boessneck, E. T. Performance characterization of bidirectional turbines for use in thermoacoustic generator applications / E. T. Boessneck, T. E. Salem // Energy Sustainability. - 2016. - V. ES2016-59372. - P. 1–11.

55. Setoguchi, T. Current status of self rectifying air turbines for wave energy conversion / T. Setoguchi, M. Takao // Energy Conversion and Management. - 2006. - V. 47. - P. 2382–2396

56. Setoguchi, T. A review of impulse turbines for wave energy conversion / T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, K. Kaneko // Renewable Energy. - 2001. - V. 23. - P. 261–292.

57. Takao, M. Air turbines for wave energy conversion / M. Takao, T. Setoguchi // *International Journal of Rotating Machinery*. - 2012. - V. 2012. - P. 1–10.
58. Takao, M. The performance of Wells turbine with 3D guide vanes / M. Takao, T. Setoguchi, T. H. Kim, K. Kaneko, M. Inoue // *International Journal of Offshore and Polar Engineering*. - 2001. - V. 11. - P. 381–386.
59. Govardhan, M. Effect of guide vanes on the performance of a self-rectifying air turbine with constant and variable chord rotors / M. Govardhan, T. Dhanasekaran // *Renewable Energy*. - 2002. - V. 26. - P. 201–219.
60. Kinoue, Y. Mechanism of Hysteretic Characteristics of Wells Turbine for Wave Power Conversion / Y. Kinoue, T. Setoguchi, T. Kim, K. Kaneko, M. Inoue // *Journal of Fluids Engineering*. - 2003. - V. 125. - P. 302–307.
61. Setoguchi, T. Hysteretic characteristics of Wells turbine for wave power conversion / T. Setoguchi, Y. Kinoue, T. Kim, M. Inoue // *Renewable Energy*. - 2003. - V. 28. - P. 2113–2127.
62. Suzuki, M. Performance of wave power generating system installed in breakwater at Sakata port in Japan / M. Suzuki, C. Arakawa, S. Takahashi // *Proceedings of the 14th International Offshore Polar Engineering Conference*. - 2004. - V. 1. - P. 202–209.
63. Heath, T. The design, construction and operation of the LIMPET wave energy converter (Islay, Scotland) / T. Heath, T. Whittaker, C. Boake // *Proceedings of the Fourth European Wave Energy Conference*. - 2000. - V. 1 - P. 49–55.
64. McCormick, M.E. An experimental study of a bi-directional radial turbine for pneumatic conversion / M.E. McCormick, J.G. Rehak, B.D. Williams // *Proceedings of Mastering Ocean through Technology*. - 1992. - V. 2 - P. 866–870.
65. McCormick, M.E. A performance study of a bi-directional radial turbine / M.E. McCormick, B. Cochran // *Proceedings of European Wave Energy Symposium*. - 1993. - V. 1 - P. 443–448.
66. Setoguchi, T. A performance study of a radial turbine for wave energy conversion / T. Setoguchi, S. Santhakumar, M. Takao, T. Kim, K. Kaneko //

Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy. - 2002. - V. 216. - P. 15–22.

67. Takao, M. Effect of pitch-controlled guide vanes on the performance of a radial turbine for wave energy conversion / M. Takao, Y. Fujioka, T. Setoguchi // Ocean Engineering. - 2005. - V. 32. - P. 2079–2087.

68. Castro, F. Viscous flow analysis in a radial impulse turbine for OWC wave energy systems / F. Castro, A. Marjani, M.A. Rodriguez, T. Parra // Proceedings of the 7th European Wave Tidal Energy Conference. - 2007. - V. 1. - P. 1–10.

69. Pereiras, B. Radial impulse turbine for wave energy conversion. A new geometry / B. Pereiras, F. Castro, A. Marjani, M. A. Rodríguez // Proceedings of the 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering. - 2008. - V. 6. - P. 841–850.

70. Pereiras, B. Tip clearance effect on the flow pattern of a radial impulse turbine for wave energy conversion / B. Pereiras, F. Castro, A. Marjani, M. A. Rodriguez // Journal of Turbomachinery. - 2011. - V. 133. - P. 290–298.

71. Pereiras, B. An improved radial impulse turbine for OWC / B. Pereiras, F. Castro, A. Marjani, M. Rodríguez // Renewable Energy. - 2011. - V. 36. - P. 1477–1484.

72. Das, T. Optimal design of air turbines for oscillating water column wave energy systems: A review / T. Das, P. Halder, A. Samad // The International Journal of Ocean and Climate Systems. - 2017. - V. 8. - P. 37–49.

73. Maeda, H. Performance of an impulse turbine with fixed guide vanes for wave power conversion / H. Maeda, S. Santhakumar, T. Setoguchi, M. Takao, Y. Kinoue, K. Kaneko // Renewable Energy. - 1999. - V. 17. - P. 533–547.

74. Setoguchi, T. A review of impulse turbines for wave energy conversion / T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, K. Kaneko // Renewable Energy. - 2001. - V. 23. - P. 261–292.

75. Kim, T. Aerodynamic performance of an impulse turbine with self-pitch-controlled guide vanes for wave power generator / T. Kim, K. Kaneko, T. Setoguchi,

M. Inoue // Proceedings of the 1st KSME–JSME Thermal Fluid Engineering Conference. - 1988. - V. 2. - P. 133–137.

76. Thakker, A. Experimental and computational analysis on guide vane losses of impulse turbine for wave energy conversion / A. Thakker, T. Dhanasekaran // Renewable Energy. - 2005. - V. 30. - P. 1359–1372.

77. Hyun, B.S. Practical numerical analysis of impulse turbine for OWC-type wave energy conversion using commercial CFD code. / B.S. Hyun, J.S. Moon, S.W. Hong, Y.Y. Lee // Proceedings of the 14th International Offshore Polar Engineering Conference. - 2004. - V. 1. - P. 253–259.

78. Thakker, A. Computed effects of tip clearance on performance of impulse turbine for wave energy conversion / A. Thakker, T. Dhanasekaran // Renewable Energy. - 2004. - V. 29. - P. 529–547.

79. Thakker, A. Computational fluid dynamics analysis of a 0.6m, 0.6 hub-to-tip ratio impulse turbine with fixed guide vanes / A. Thakker, F. Hourigan // Renewable Energy. - 2005. - V. 30. - P. 1387–1399.

80. Thakker, A. A comparison of two meshing schemes for CFD analysis of the impulse turbine for wave energy applications / A. Thakker, F. Hourigan // Renewable Energy. - 2005. - V. 30. - P. 1401–1410.

81. Kaneuchi, K. Evaluation of bi-directional turbines using the two-sensor method / K. Kaneuchi, K. Nishimuran // Proceedings of Third International Workshop on Thermoacoustics. - 2015. - PP. 60–61.

82. De Blok, K. Bi-directional turbines for converting acoustic wave power into electricity / K. De Blok, P. Owczarek, M. Francois // Proceedings of the 9th PAMIR International Conference. - 2014. - V. 1. - P. 433–438.

83. Fusco, A. Two-sensor power measurements in lossy ducts / A. Fusco, W. Ward, G. Swift // The Journal of the Acoustical Society of America. - 1992. - V. 91. - P. 2229–2235.

84. New Frontiers Program - NASA: [Электронный ресурс]. – URL: https://newfrontiers.larc.nasa.gov/NF4/PDF_FILES/13-DLee-TAPC.pdf (дата обращения: 28.09.23).

85. NASA TechPort: [Электронный ресурс]. – URL:
<https://techport.nasa.gov/view/93794> (дата обращения: 28.09.22).

Приложение А Тарировка датчиков давления типа mpxv7025

Тарировка датчиков давления типа mpxv7025

Тарировка датчиков проводилась на стенде (см. рисунок 1). При тарировке определяется поправка, которую нужно внести, чтобы узнать истинное давление которое воздействует на датчик.

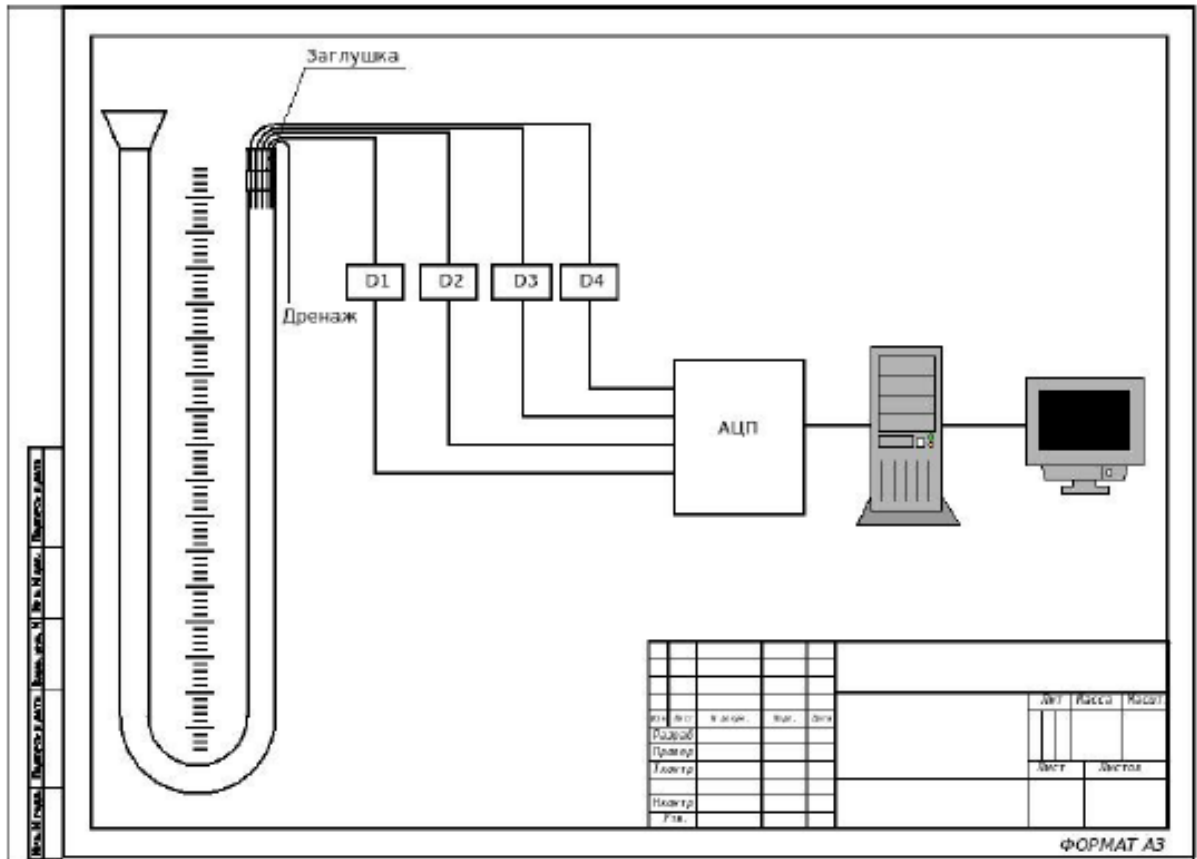


Рисунок1. Стенд для тарировки датчиков типа mpxv7025

Стенд представляет U образную прозрачную трубку внутри которой находится рабочая жидкость (вода) окрашенная в красный цвет. С одной стороны через заглушку с помощью измерительных трубок подключены четыре датчика, с другой стороны наливается рабочая жидкость. За счет создания водяного столба на датчики D1, D2, D3, D4 подается давление. Съем напряжения с датчиков осуществляется через АЦП ZETLab 210C подключенному по интерфейсу USB к компьютеру. Высота водяного столба измерялась с помощью измерительной линейки (ГОСТ 427-75 «Линейки измерительные металлические. Технические условия»). За счет создания давления с помощью «водяного столба», в прозрачной трубке, на все четыре датчика подается одинаковое давления. Результаты измерения сведены в Таблицу 1.

Таблица 1

Имя файла измер.	Lmax (мм)	Lmin (мм)	ΔL (мм)	Давление атмосферное	Давление на датчик (Pa)	Давление на датчик (kPa)	Расчетная характеристика датчиков	Напряжение с датчика №1 (mV)	Напряжение с датчика №2 (mV)	Напряжение с датчика №3 (mV)	Напряжение с датчика №4 (mV)
zmer_10	110	101,6	8,4	0,0084	851,13	0,85113	2576,6017	2625	2612	2585	2627
zmer_20	120	103,1	16,9	0,0169	1712,3925	1,7123925	2654,115325	2695	2683	2665	2698
zmer_30	130	104,8	25,2	0,0252	2553,39	2,55339	2729,8051	2772	2759	2742	2776
zmer_40	140	106,4	33,6	0,0336	3404,52	3,40452	2806,4068	2843	2830	2813	2847
zmer_50	150	108,1	41,9	0,0419	4245,5175	4,2455175	2882,096575	2916	2903	2886	2920
zmer_60	160	109,8	50,2	0,0502	5086,515	5,086515	2957,78635	2992	2978	2961	2996
zmer_70	170	111,4	58,6	0,0586	5937,645	5,937645	3034,38805	3065	3051	3035	3069
zmer_80	180	113	67	0,067	6788,775	6,788775	3110,98975	3138	3123	3108	3143
zmer_90	190	114,7	75,3	0,0753	7629,7725	7,6297725	3186,679525	3211	3196	3181	3217
zmer_100	200	116,5	83,5	0,0835	8460,6375	8,4606375	3261,457375	3286	3270	3254	3291
zmer_110	210	118,1	91,9	0,0919	9311,7675	9,3117675	3338,059075	3360	3344	3329	3365

Преобразование высоты рабочей жидкости в атмосферное давление осуществлялось по формуле

$$P_{\text{атм}} = \Delta L / 1000$$

Где $\Delta L = L_{\text{max}} - L_{\text{min}}$ (мм) высота столба рабочей жидкости.

Пересчет атмосферного давление в давление в kPa осуществлялось с помощью электронного калькулятора (<https://www.ampika.ru/online-kalkulyatory-dlya-nasosov/konverter-edinic-davleniya/>).

Расчетная характеристика датчиков осуществлялась по формуле (см. паспорт на датчики mpxv7025)

$$V_{\text{out}} = V_s * (0,018 * P + 0,5) \pm \text{ERROR}$$

Где $V_s = 5V$ dc (напряжение питания датчиков);

P - давление действующее на датчик (kPa);

ERROR величина погрешности датчика mpxv7025.

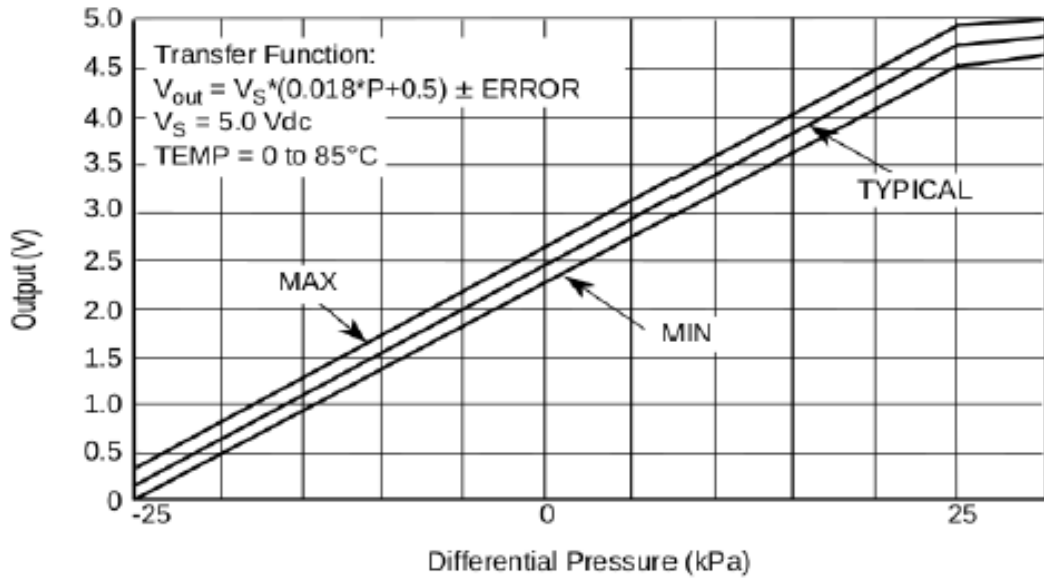


График 1. Паспортные характеристики датчика mpxv7025

Графики теоретических и реальных показаний датчиков D1, D2, D3, D4 представлены на Графиках 2-5.

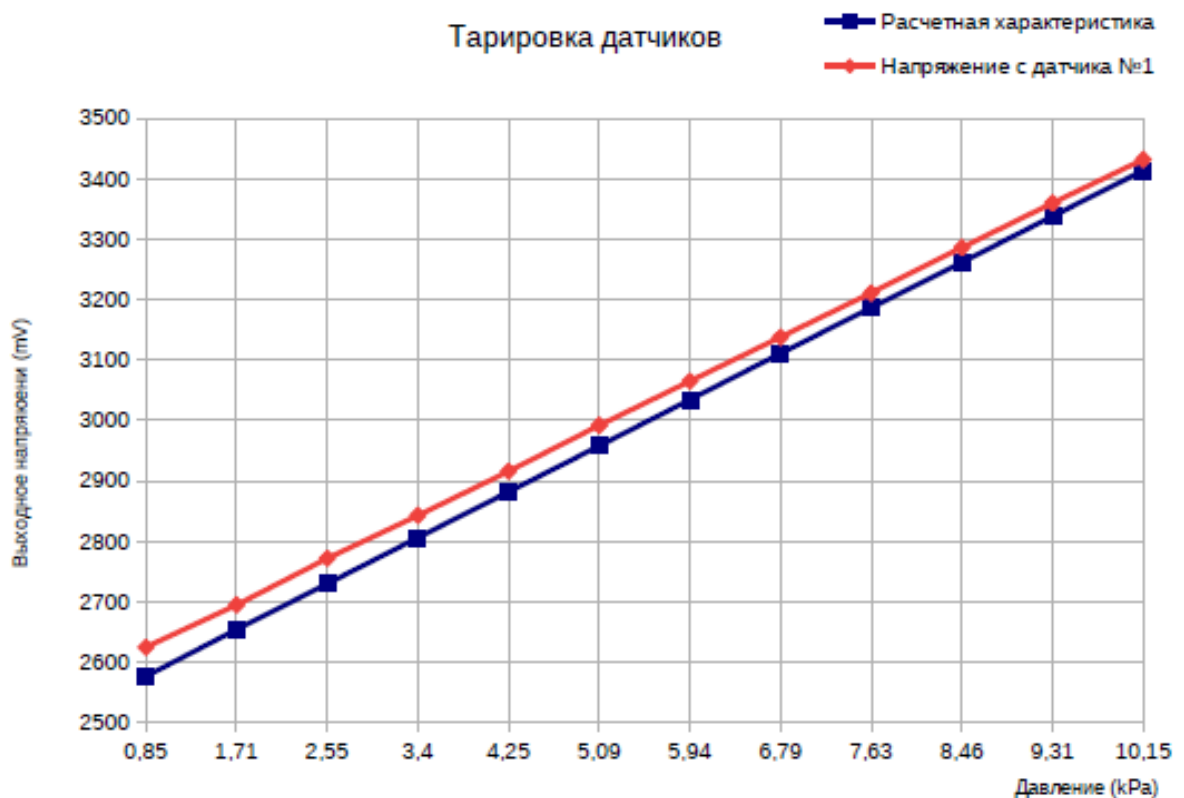


График 2. График расчетных и реальных показаний датчика D1

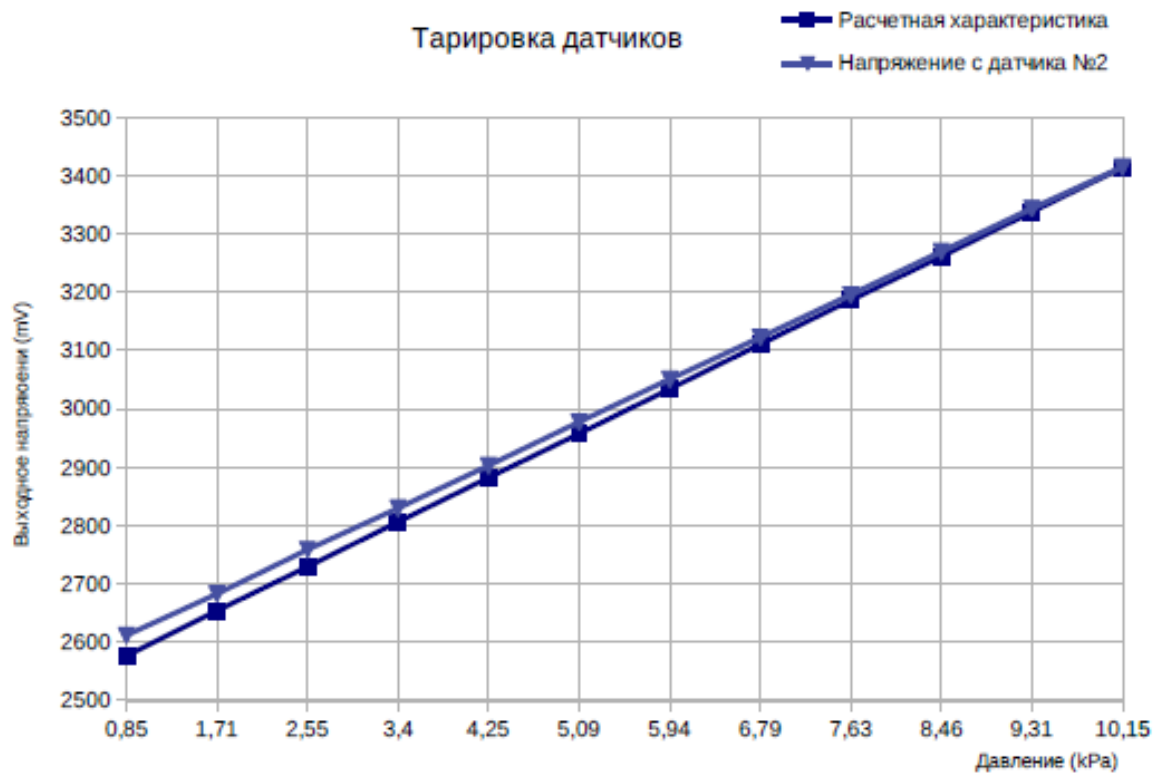


График 3. График расчетных и реальных показаний датчика D2

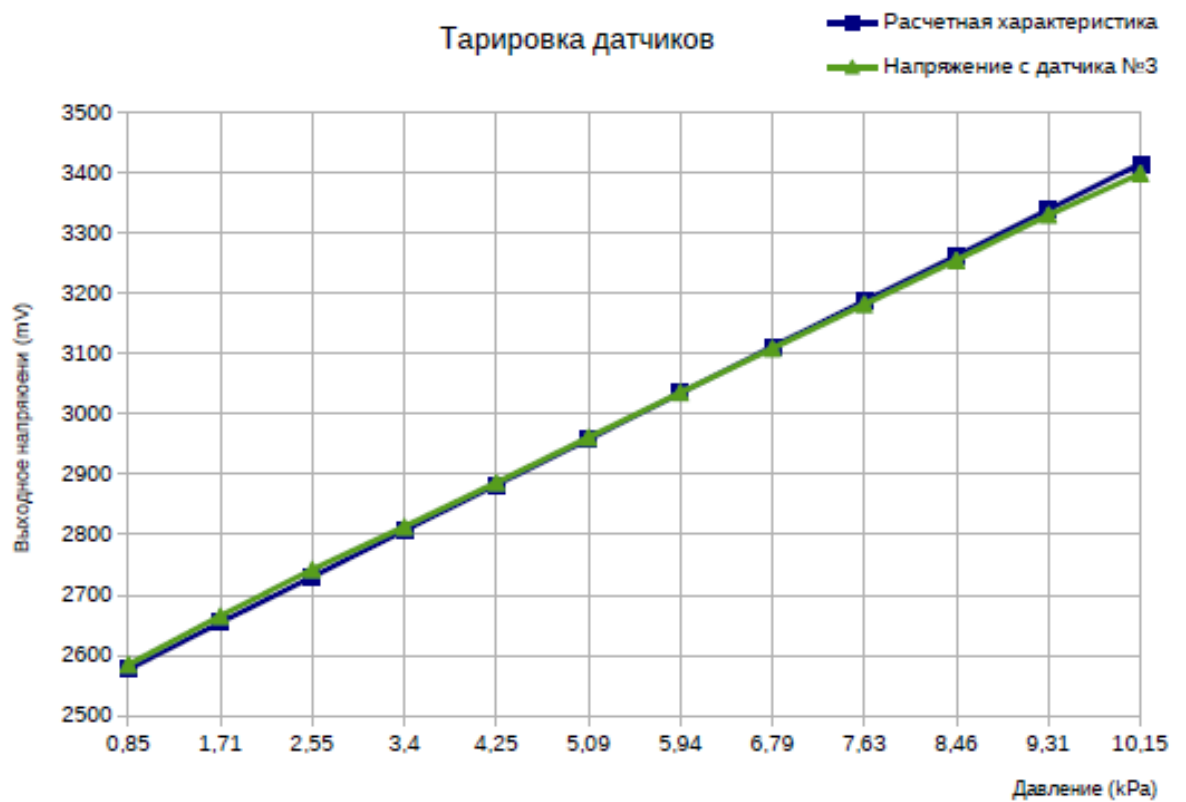


График 4. График расчетных и реальных показаний датчика D3

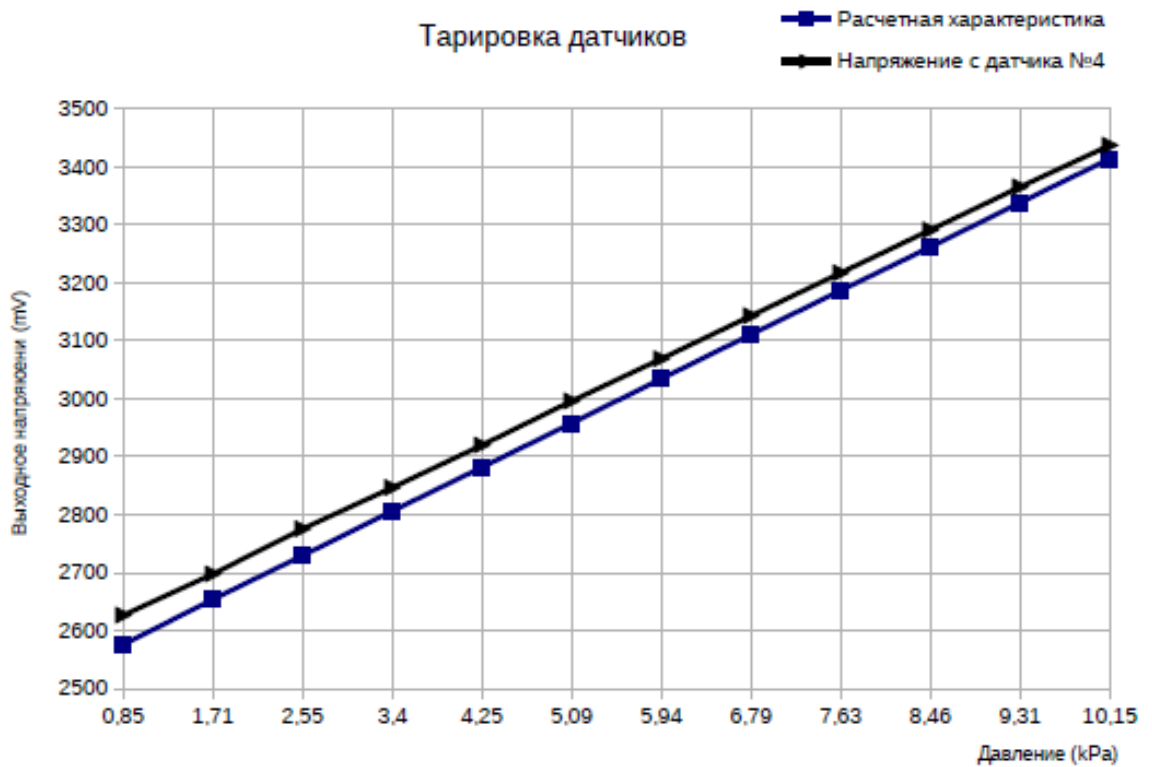


График 5. График расчетных и реальных показаний датчика D4

Погрешность (ERROR) датчиков D1, D2, D3, D4 сведена в Таблицу 2.

Таблица 2

Давление (kPa)	Погрешность датчика D1 (mV)	Погрешность датчика D2 (mV)	Погрешность датчика D3 (mV)	Погрешность датчика D4 (mV)
0,8511	-48,40	-35,40	-8,40	-50,40
1,7124	-40,88	-28,88	-10,88	-43,88
2,5534	-42,19	-29,19	-12,19	-46,19
3,4045	-36,59	-23,59	-6,59	-40,59
4,2455	-33,90	-20,90	-3,90	-37,90
5,0865	-34,21	-20,21	-3,21	-38,21
5,9376	-30,61	-16,61	-0,61	-34,61
6,7888	-27,01	-12,01	2,99	-32,01
7,6298	-24,32	-9,32	5,68	-30,32
8,4606	-24,54	-8,54	7,46	-29,54
9,3118	-21,94	-5,94	9,06	-26,94
10,1528	-18,25	-1,25	15,75	-23,25

Графики погрешности датчиков представлены на Графике 6

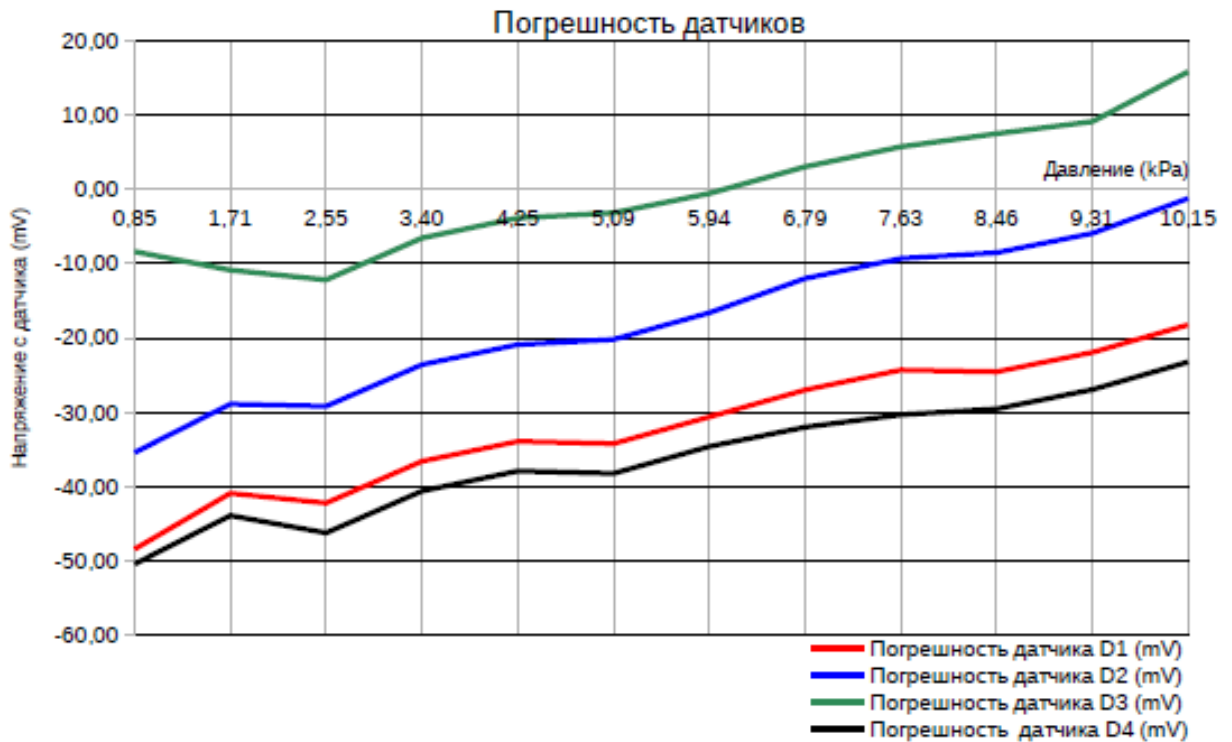


График 6. Графики погрешности датчиков

Погрешность датчиков в процентах сведена в Таблицу 3

Таблица 3

Давление (кПа)	Погрешность датчика D1 %	Погрешность датчика D2 %	Погрешность датчика D3 %	Погрешность датчика D4 %
0,85	-1,88	-1,37	-0,33	-1,96
1,71	-1,54	-1,09	-0,41	-1,65
2,55	-1,55	-1,07	-0,45	-1,69
3,40	-1,30	-0,84	-0,23	-1,45
4,25	-1,18	-0,73	-0,14	-1,32
5,09	-1,16	-0,68	-0,11	-1,29
5,94	-1,01	-0,55	-0,02	-1,14
6,79	-0,87	-0,39	0,10	-1,03
7,63	-0,76	-0,29	0,18	-0,95
8,46	-0,75	-0,26	0,23	-0,91
9,31	-0,66	-0,18	0,27	-0,81
10,15	-0,53	-0,04	0,46	-0,68

Графики погрешности датчиков в % представлены на Графике 7

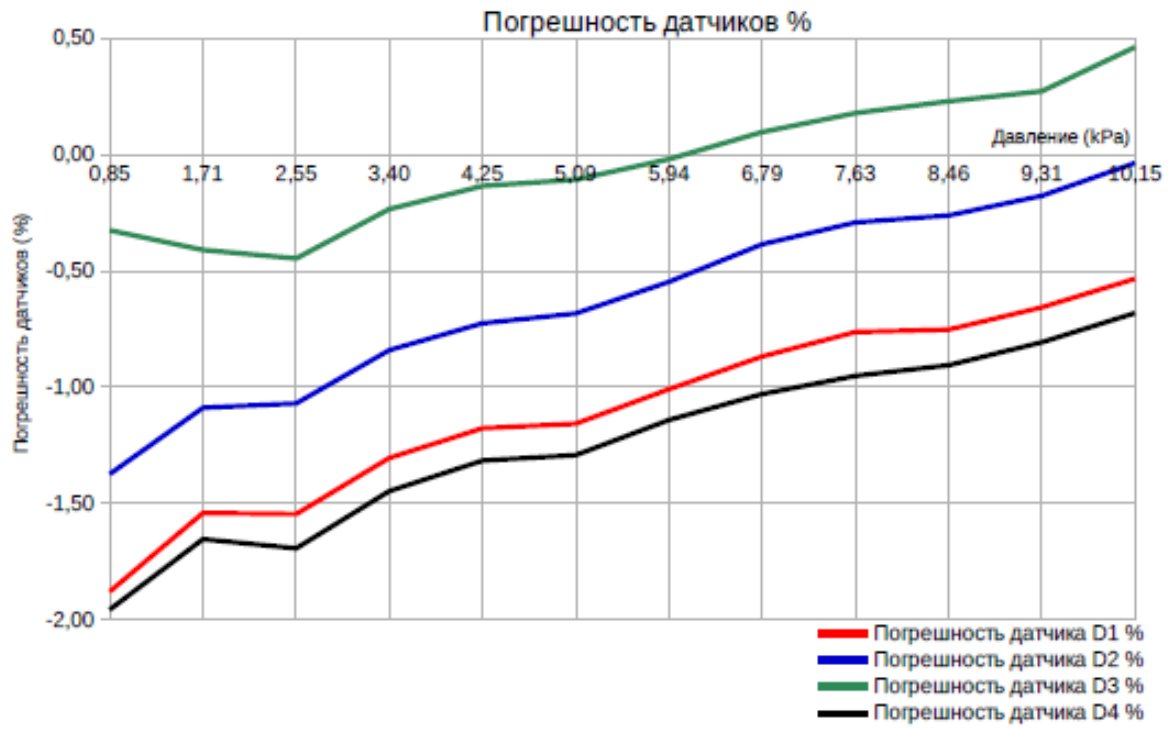


График 7. Графики погрешности датчиков (%)

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2626192

**Способ шумоглушения и устройство для утилизации
акустической энергии в выхлопных системах
энергетических установок**

Патентообладатель: *федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
"Самарский национальный исследовательский университет
имени академика С.П. Королева" (RU)*

Авторы: *Довгялло Александр Иванович (RU), Довгялло Данила
Александрович (RU), Шиманов Артём Андреевич (RU)*

Заявка № 2016138934

Приоритет изобретения 03 октября 2016 г.

Дата государственной регистрации в

Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 24 июля 2017 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 03 октября 2036 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Г.П. Ивлиев

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ

**ПАТЕНТ**

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2809514**Способ подвода и отвода тепла в термоакустическом двигателе и устройство для его реализации**

Патентообладатель: *Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования "Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королева" (Самарский университет) (RU)*

Авторы: *Довгялло Александр Иванович (RU), Шиманов Артем Андреевич (RU), Угланов Дмитрий Александрович (RU), Комисар Юлия Витальевна (RU)*

Заявка № 2022121602

Приоритет изобретения 08 августа 2022 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 12 декабря 2023 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 08 августа 2042 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

