#### МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт – <u>Энергетический</u> Направление подготовки – <u>13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника</u> Кафедра – <u>Теоретической и промышленной теплотехники</u>

#### МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Тема работы

## Анализ эффективности и надежности газовой машины Стирлинга

УДК 621.59 – 192

Студент

Группа	ФИО	Полпись	Лата
5БМ5Г	Ковалева Полина Валериевна		,,

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Голдаев С. В.	д.фм.н.		
кафедры ТПТ		ст.науч.сотрудник		

#### КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень,	Подпись	Дата
		звание		
Доцент кафедры	Попова С. Н.	к.э.н., доцент		
менеджмента				

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень,	Подпись	Дата
		звание		
Доцент кафедры	Василевский М. В.	к.т.н., доцент		
экологии и				
безопасности				
жизнедеятельности				

#### допустить к защите:

Зав. кафедрой	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ТПТ	Кузнецов Г. В.	профессор, д.фм.н.		

#### Запланированные результаты обучения выпускника образовательной программы магистра по направлению 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

Код	Результат обучения	Требования ФГОС, критериев
резуль-		и/или заинтересованных сторон
TOTO	(выпускник должен быть готов)	
Tala		
	у ниверсальные компетенции	
P1	Использовать представления о	Требования ФГОС (ОК-8, 9:
		$\Pi V A$ V $\mu$ $\mu$ $\pi$ $\gamma$
	методологических основах научного	пк-4), критерии 5 Аног (п.
	познания и творчества, анализировать,	2.1), согласованный с
	синтезировать и критически оценивать	требованиями международных
	знания	станлартов EUR-ACE и FEANI
P2	Активно владеть иностранным языком на	Требования ФГОС (ОК-3; ПК-8,
	уровне позволяющем работать в иноязычной	24) Критерий 5 AИОР (п. 2.2)
	среде, разрабатывать документацию,	согласованный с треоованиями
	презентовать и защищать результаты	международных стандартов
	инновационной инженерной деятельности	EUR-ACE и FEANI
	-	
P3	Эффективно работать индивидуально, в	Требования ФГОС (ОК-4, 5;
	качестве члена и руковолителя группы	ПК-3. 16. 17. 25. 27. 28. 32).
		$V_{\text{PUTOPUË}} = 5 \text{ AUOD} (\pi \pi - 1, 6, 2, 2),$
	состоящей из специалистов различных	критерии з АЙОР (IIII. 1.0, 2.3),
	направлений и квалификаций,	согласованный с требованиями
	демонстрировать ответственность за	международных стандартов
	результаты работы и готовность следовать	EUR-ACE и FEANI
	корпоративной культурс организации,	
	осуществлять педагогическую деятельность	
	в области профессиональной подготовки	
D 4		
P4	Демонстрировать глубокие знания	греоования ФГОС (ОК-7),
	социальных, этических и культурных	Критерий 5 АИОР (пп. 2.4, 2.5),
	аспектов иннованионной инженерной	согласованный с требованиями
		международных стандартов
	устоичивого развития	EUR-ACE й FEANI
P5		The for a mag $ΦΓΩC(ΩV + 2 - 6)$
1.5		$\begin{bmatrix} 1 \text{ period data a f of (OK-1, 2, 0)}, \\ \  \\ \ \\ \ \\ \  \\ \ \\ \ \\ \ \\ \ \\ \$
	повышать квалификацию в течение всего	кригерии з АИОР (п. 2.6),
	периода профессиональной деятельности	согласованный с требованиями
		международных стандартов
		EUR-ACE и FEANI
1		1

	Профессиональные компетенции	
Рб	Использовать глубокие естественнонаучные, математические и инженерные знания для создания и применения инновационных технологий в теплоэнергетике	Требования ФГОС (ПК-1, 5), Критерий 5 АИОР (п. 1.1), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Ρ7	Применять     глубокие     знания     в     области       современных     технологий       теплоэнергетического     производства     для       постановки     и     решения     задач     инженерного       анализа,     связанных     с     созданием     и       эксплуатацией     теплотехнического     и       установок,     с     использованием     системного       анализа     и     моделирования     объектов     и	Требования ФГОС (ПК-2, 7, 11, 18 – 20, 29, 31), Критерий 5 АИОР (пп. 1.1, 1.2, 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P8	Разрабатывать и планировать к разработке технологические процессы, проектировать и использовать новое теплотехнологическое оборудование и теплотеххнические установки, в том числе с применением компьютерных и информационных технологий	Требования ФГОС (ПК-9, 10, 12 – 15, 30), Критерий 5 АИОР (п. 1.3), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Р9	Использовать современные достижения науки и передовой технологии в теоретических и экспериментальных научных исследованиях, интерпретировать и представлять их результаты, давать практические рекомендации по внедрению в производство	Требования ФГОС (ПК-6, 22 – 24), Критерий 5 АИОР (п. 1.4), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P10	Применять методы и средства автоматизированных систем управления производства, обеспечить его высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на теплоэнергетическом производстве, выполнять требования по защите окружающей среды	Требования ФГОС (ПК-21, 26), Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P11	Готовность к педагогической деятельности в области профессиональной подготовки	Требования ФГОС (ПК-32), Критерий 5 АИОР (п. 1.5), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

#### МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Институт – <u>ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ</u> Направление подготовки – <u>13.04.01 Теплоэнергетика и теплотехника</u> Кафедра – <u>Теоретической и промышленной теплотехники</u>

> УТВЕРЖДАЮ: Зав. кафедрой ТПТ

> > Кузнецов Г.В.

(Подпись) (Дата)

#### ЗАДАНИЕ

#### на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Магистерской диссертации

Студенту:

5 5	
Группы	ФИО
5БМ5Г	Ковалева Полина Валериевна

Тема работы:

## Анализ эффективности и надежности газовой машины Стирлинга

Утверждена приказом ректора (номер, дата)

Срок сдачи студентом выполненной работы:

25.05.2017 г.

#### ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Объектом исследования являются газовая холодильная
(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).	машина и двигатель Стирлинга. В данной работе проведен расчет газовой холодильной машины и двигателя Стирлинга различными методами, построена математическая модель и созданы программы для реализации математической модели. Продуктом проекта являются результаты расчета ГХМ и её анализа эффективности, что позволяет наиболее объективно и качественно оценить термодинамические параметры.

Дата выдачи задания на выполнение выпускной	
квалификационной работы по линейному графику	

### Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень,	Подпись	Дата
		звание		
Профессор	Голдаев Сергей Васильевич	д. ф-м. н.		
кафедры ТПТ		ст. науч. сотр.		

### Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5БМ5Г	Ковалева Полина Валериевна		

#### РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа \_\_\_\_\_ с., \_\_\_\_ рис., \_\_\_\_ табл., \_\_\_\_ источников, \_\_\_\_\_ прил.

Ключевые слова: ГАЗОВАЯ ХОЛОДИЛЬНАЯ МАШИНА, ЦИКЛ СТИРЛИНГА, ДВИГАТЕЛЬ СТИРЛИНГА, КПД, ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ, МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ, ДОЛГОВЕЧНОСТЬ.

Объектом исследования является газовая холодильная машина и двигатель Стирлинга.

Цель работы – проведение комплексной оценки эффективности и надежности использования газовой холодильной машины и двигателя Стирлинга.

В процессе исследования проводилось численное моделирование газовой холодильной машины и двигателя Стирлинга, варьирование некоторых термодинамических параметров, выявление эффективных показателей работы данных устройств.

На основании полученных расчетных значений выявлен диапазон конструктивных параметров работы машин Стирлинга, сделан вывод о целесообразности применения данных установок.

Область применения: космическая и наземная фотоэлектроника; использование в составе малых жидкостных воздухоразделительных установок, теплоэнергетика, пищевая и химическая промышленности, металлургия, радиоэлектроника, авиация, медицина и сельское хозяйство.

#### Определения, сокращения

#### Определения

В данной работе применены следующие термины с соответствующими определениями:

Газовая холодильная наиболее эффективный машина: ТИП криогенных устройств. Рабочий цикл газовых холодильных машин основывается на тех же процессах сжатия, теплообмена и расширения, которые используются в обычных рефрижераторных установках. Газовые холодильные отличаются высокой термодинамической машины сравнительной эффективностью, габаритами, простотой малыми И надежностью в работе

Двигатель Стирлинга: это машина, работающая по замкнутому термодинамическому циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком рабочего вещества осуществляется путем изменения его объема

#### Сокращения

АВТ – аппарат внешнего теплообмена;

ВК – внутренний контур;

ДС – двигатель Стирлинга;

**ДВС** – двигатель внутреннего сгорания;

КГМ – криогенная газовая машина;

МС – машина Стирлинга;

РВ – рабочее вещество;

**РГ** – регенератор;

ТА – теплообменный аппарат;

ТН – теплообменник нагрузки;

ТО – теплообменник;

ХМ – холодильная машина;

ХМС – холодильная машина Стирлинга.

	ВВЕДЕНИЕ	10
1.	ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА,	11
	ИХ ОСОБЕННОСТИ, ПРИНЦИП РАБОТЫ И ОБЛАСТИ	
	ПРИМЕНЕНИЯ	
1.1	Первые конструкции газовых холодильных машин Стирлинга и	11
	области их применения	
1.2	Особенности холодильных машин Стирлинга и тенденции их	12
	развития	
1.3	Описание принципа работы двигателя Стирлинга	15
1.4	Двигатель Стирлинга	19
2.	ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ХОЛОДИЛЬНОЙ	20
	МАШИНЫ СТИРЛИНГА	
2.1	Этапы разработки методов расчета МС	20
2.2	Термодинамический анализ процессов, протекающих во	27
	внутреннем контуре двигателя Стирлинга	
2.2.1	Известные термодинамические модели процессов,	27
	протекающих во внутреннем контуре двигателя Стирлинга	
2.2.2	Анализ процессов, протекающих во внутреннем контуре	34
	двигателя Стирлинга на основе уточненной методики	
	термодинамического описания	
2.2.3	Методика эксергетического анализа эффективности КГМ	42
2.3	Расчет ГХМ методом Шмидта	44
2.4	Амплитудно-частотное влияние привода на характеристики	50
	ГХМ Стирлинга	
3.	РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КГМ	57
3.1	Конструкции регенераторов	57
3.2	Особенности работы регенераторов в составе КГМ	57
3.3	Приближенная методика расчета характеристик РГ	59
3.4	Анализ влияния процесса теплообмена на показатели КГМ	66
4	АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ ГХМ СТИРЛИНГА	70
4.1	Основные понятия теории надежности	70
4.2	Анализ способов обеспечения надежности машин и двигателей	75
	Стирлинга	
5.	ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ,	77
	РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ	
	Введение	77
5.1	Организация и планирование работ	77
5.2	Расчет нарастания технической готовности работ	82
5.3	Расчет сметы затрат на исследование	73
5.4	Оценка экономической эффективности НИР	87
6.	СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	90
6.1	Профессиональная социальная безопасность	90
k	* *	

6.1.1	Анализ вредных и опасных факторов, которые могут	92
	возникнуть при эксплуатации исследуемого объекта	
6.1.2	Анализ вредных и опасных факторов, которые могут	94
	возникнуть на рабочем месте при проведении исследования	
6.1.3	Обоснование мероприятий по защите исследователя от	96
	действия опасных и вредных факторов	
6.2	Безопасность в чрезвычайных ситуациях	98
6.2.1	Анализ вероятных ЧС, которые могут возникнуть при	100
	проведении исследования	
6.2.2	Пожарная безопасность	102
6.3	Правовые и организационные вопросы обеспечения	103
	безопасности	
6.3.1	Специальные (характерные для рабочей зоны исследователя)	104
	правовые нормы трудового законодательства	
6.4	Заключение по главе 6	105
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	106
	Список литературы	108
	Приложение А	109

#### **ВВЕДЕНИЕ**

Энергетика и производство холода неразрывно связаны между собой. Искусственное охлаждение (т.е. охлаждение ниже температуры окружающей среды) может производиться только с затратой энергии, чаще всего электрической, расходуемой на работу компрессора. Потребляемая мощность современных холодильных машин колеблется от нескольких десятков ватт до тысяч киловатт, в зависимости от их холодопроизводительности. Чтобы уменьшить потребление электроэнергии в прошедшее столетие человечество стремилось создавать более совершенное холодильное оборудование, отличающееся высокой энергетической эффективностью, при этом, не задумываясь об экологических аспектах эксплуатации холодильной техники. В связи с появлением подобной задачи, обращалось внимание на важный показатель холодильных установок – это её эффективность, надежность и энергосбережение.

Одним из наиболее перспективных направлений развития холодильной техники в XXI веке является создание и применение холодильных машин Стирлинга умеренного холода (ХМС), теоретическая эффективность которой равна эффективности идеальной холодильной машины, работающей по циклу Карно. В качестве рабочих тел для ХМС обратного цикла могут применяться вещества, полностью отвечающие требованиям Венской конвенции по охране Монреальского протокола по озоноразрушающим озонового слоя И веществам. Поэтому широкое внедрение ХМС уже в ближайшее время позволило бы в комплексе «эффективность + надежность + экологическая чистота» решить проблему создания соответствующих современным требованиям систем холодоснабжения.

Цель заключается в реализации разработанных методик на компьютере и проведении анализа эффективности и надежности газовой холодильной машины и двигателя Стирлинга.

## 1.ХОЛОДИЛЬНЫЕ МАШИНЫ И ДВИГАТЕЛИ СТИРЛИНГА, ИХ ОСОБЕННОСТИ, ПРИНЦИП РАБОТЫ И ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

## 1.1 Первые конструкции газовой холодильной машины Стирлинга и области их применения

Идея использования цикла Стирлинга для создания холодильных машин (XM) умеренного холода ненова. В 1834г. Дж. Гершелем были изготовлены опытные образцы XM Стирлинга, которые впоследствии получили широкое распространение. Такие машины успешно эксплуатировались в пищевой промышленности. Ими были оснащены многие промысловые суда Англии. С 1876 г. XMC применялись в Шотландии на фабриках по производству парафиновых мастик. Однако из-за своего тогдашнего несовершенства к началу XX в. они были полностью вытеснены компрессионными XM.

До начала 90-х годов отечественное криогенное машиностроение занимало лидирующие позиции в пятерке стран, где было освоено серийное производство микрокриогенных машин, в которых на тот момент использовался преимущественно цикл Стирлинга. С момента начала развития тематики в конце 60-х в СССР вопросами создания машин Стирлинга занималось более 15 предприятий и научных организаций. В числе сохранившихся до наших дней отечественных разработчиков и изготовителей оборудования с криогенными газовыми машинами (КГМ) можно назвать ОАО «МЗ «Арсенал», ГУП «НПО «Орион», ОАО «НТК «Криогенная техника», OAO «НПО «Гелиймаш». Значительная часть выпускаемых ЭТИМИ предприятиями КГМ работают принципу XMC. КГМ по производительностью 1-3 Вт и менее на уровне температур 80 К нашли применение в космической и наземной фотоэлектронике; криогенные машины производительностью по холоду на уровне нескольких С киловатт используются в составе малых жидкостных ВРУ. Научные и прикладные исследования по тематике создания ХМС проводились в МВТУ им. Н.Э. Баумана, ВНИИГТ, ОмПИ, в Военно-космической академии им. А.Ф.

Можайского и в ряде других технических университетов. Однако, в 1990-1995 гг. серийное производство криогенного оборудования данного типа в России резко сократилось, а широкомасштабные исследования были приостановлены.

С момента своего открытия около 200 лет назад, обратный цикл Стирлинга имел достаточно много воплощений. Сохраняют машины Стирлинга (МС) свою актуальность и сегодня, удовлетворяя совокупности предъявляемых к микрокриогенным машинам требований. Также на данный момент исследование КГМ имеет большой потенциал совершенствования основных параметров и конструкторского исполнения машин. Увеличение основных показателей основывается возросших на возможностях математического моделирования для исследования физических процессов и оптимизации соответствующих элементов машин при помощи накопленного специализированного поколениями инженеров программного инструментария, а также на последних достижениях в области триботехники, электротехники и появлении конструкционных материалов с необходимыми свойствами.

В настоящее время КГМ применяются в химической промышленности, металлургии, радиоэлектронике, авиации, космонавтике, медицине и сельском хозяйстве. Формируются новые научно-технические направления, такие как криоэлектроника, криоэнергетика, криофизика, криобиология. КГМ стали важным инструментом исследований, проводимых в различных отраслях науки. Исследования свойств материалов при низких температурах позволили открыть ряд новых явлений.

## 1.2 Особенности холодильных машин Стирлинга и тенденции их развития

Созданная за последнее столетие руками человека система искусственного охлаждения оказывает на окружающую среду значительное негативное воздействие. Основными проявлениями которого стали всеобщие проблемы XXI в. (уменьшение озонового слоя Земли, усиление «парникового эффекта»,

глобальное потепление и т.д.), требующие срочного решения. Одними из заслуживающих внимания способов решения этих проблем являются альтернативные парокомпрессионному способы получения холода: абсорбционные, воздушные, солнцеиспользующие XM, машины на основе цикла Стирлинга и др.

Производство и использование XMC для умеренного холода являются одним из перспективных направлений развития холодильной техники в XXI в., что обусловлено экологической чистотой применяемых рабочих веществ (PB) и высокой эффективностью цикла Стирлинга.

Принципиальные особенности этих XM – совмещение в одном устройстве процессов сжатия и расширения PB, теплообмена между его прямым и обратными потоками, а также внешнего теплообмена с охлаждаемым объектом и с окружающей средой – обусловливают их компактность и высокую термодинамическую эффективность.

ХМС экологически чистые: в качестве РВ в них могут использоваться гелий, азот, водород и воздух, полностью безвредные для окружающей среды, что позволяет удовлетворять самым жестким требованиям Монреальского и Киотского протоколов.

Термодинамический цикл Стирлинга был предложен в 1816 г. шотландцем Робертом Стирлингом. С середины XIX в. словосочетание «машина Стирлинга» стало широко употребляться как в классической термодинамике, так и в бытовом обиходе. МС работают по замкнутому термодинамическому циклу, в котором циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком PB осуществляется путем изменения его объема.

Цикл Стирлинга состоит из двух изотерм и двух изохор. Наличие изотермических процессов определяет равенство термодинамической эффективности идеального цикла Стирлинга и цикла Карно [].

Особенности ХМС:

• нестационарность (во времени) параметров РВ в каждой точке

системы. Практически это означает, что XMC, рабочие полости которой заключены в едином объеме, должна быть машиной с периодическим чередованием объемов сжатия и расширения, т.е. поршневой машиной. Ввиду этого преимущественные области применения таких машин – малые и средние мощности;

- работа только на газообразном РВ. Чтобы размеры машин при заданной мощности были приемлемы, а внешний и внутренний теплообмен РВ в этих условиях проходил достаточно эффективно, давление в машине должно быть выше атмосферного, РВ должно иметь малую вязкость, большие теплопроводность и теплоемкость, мало зависящие от давления (иначе возникнут большие собственные потери в регенераторе (РГ) вследствие различных тепловых эквивалентов теплообменивающихся потоков);
- возможность получения большой разности между верхней и нижней температурами цикла при относительно малых отношениях давлений в процессах сжатия и расширения (благодаря регенерации теплоты);
- использование в качестве РВ газов с высоким значением газовой постоянной *R* (например, водород или гелий) позволяют получать в ХМС эксергетический КПД выше 60%;
- универсальность. Возможно создание машин, работающих как по прямому, так и по обратному циклам (КГМ, ХМ умеренного холода и тепловые насосы).

Принципиальная схема и цикл ХМС представлена на рисунке 1.1.



Рисунок 1.1 – Принципиальная схема и цикл машины Стирлинга

В настоящее время разработано большое число компоновочных схем и вариантов конструктивного исполнения отдельных узлов ХМС. Так, только одних приводов известно более 18 типов. Однако наиболее широкое распространение получили ХМС, выполненные по α, β, γ – схемам.

Создание высокоэффективных ХМС для умеренного холода возможно только при наличии точной математической модели процессов в машине, без которой доводка проектируемых машин превращается в многолетнее дорогостоящее экспериментирование. Однако создание такой модели осложнено некоторыми особенностями реализации идеального цикла Стирлинга в реальных ХМ. Это стало одной из главных причин неудач практически всех, как зарубежных, так и отечественных фирм, пытавшихся без серьезной научной проработки решать вопросы создания как двигателей, так и ХМС [].

Российские ученые продолжают совершенствовать ХМС. Ими разработаны современные методологические основы расчета и проектирования ХМС, включающие в себя: методики их многопараметрической оптимизации; структурный синтез XMC на основе метода функционально эксергетического анализа сложных тепломеханических устройств и др. XMC Полученные результаты позволяют создавать С высокой эффективностью и без проведения дорогостоящих экспериментальных работ, связанных с доводкой отдельных узлов машин, что сокращает время на разработку ХМС.

#### 1.3 Описание принципа работы газовой машины Стирлинга

В теплообменных аппаратах (ТА) КГМ осуществляется регенерация теплоты, а также ее подвод к газу и отвод от него к внешним тепловым источникам. Теплообмен в КГМ, как правило, происходит в одном или нескольких аппаратах внешнего теплообмена (ABT) и в РГ, выполняющего функцию «теплового аккумулятора», который попеременно получает теплоту от газа и отдает ее газу, протекающему через аппарат. Этот «тепловой аккумулятор» имеет специфические свойства: значительный перепад температур на его концах, зависящий от температур внешних тепловых источников; большую тепловую нагрузку; высокий коэффициент теплопередачи.

Рассмотрим принцип действия КГМ на примере одной из конструкций XMC (с внутренним сжатием) рисунок 1.2:



Рисунок 1.2 – Принципиальная схема ХМС:

a) – положение поршней в основных точках рабочего цикла (1 – цилиндр; 2– детандерный поршень; 3 – теплообменник нагрузки (TH); 4 – РГ;

5 – холодильник; 6 – полость сжатия газа; 7 – компрессорный поршень).

б) – *p*-*V*-диаграмма (1-4-точки цикла)

В машине имеется цилиндр с двумя противоположно расположенными поршнями 2 и 7. Между поршнями находится ТН 3, РГ 4 и холодильник 5.

Полостью *расширения* (детандерной полостью) называется полость, расположенная между торцом левого поршня 2 и ТН.

Полостью *сжатия* (компрессорной) называется полость между холодильником 5 и торцом правого поршня 7.

Рассмотрим рабочий цикл машины. Предположим, что в начале цикла компрессорный 7 и детандерный 2 поршни находятся в крайнем правом положении (фаза I). В этом случае РВ машины в основном находится в

компрессорной полости 6, а также в узле ТН. Его объем максимальный, давление соответствует точке 1 на pv- диаграмме (рисунок 1.2, б). Во время процесса сжатия 1-2 компрессорный поршень 7 движется влево, а детандерный поршень 2 остается неподвижным. В компрессорной полости 6 сжимается PB, при этом давление газа увеличивается, а теплота сжатия  $Q_k$  отводится от газа в холодильнике 5 в окружающую среду.

В процессе 2-3 оба поршня движутся одновременно, так, что объем между ними остается постоянным (фаза II). Когда газ поступает из компрессорной полости в детандерную, он охлаждается в холодильнике 5, и в процессе непрерывного взаимодействия газа с пористой насадкой РГ его температура изменяется в пределах от  $T_{ot} \kappa T_x$ . Постепенное уменьшение температуры газа при его прохождении через насадку при постоянном суммарном объеме полостей приводит к уменьшению его давления (процесс 2-3). В конце этого процесса компрессорный поршень 7 достигает левого крайнего положения.

При расширении (процесс 3-4) детандерный поршень 2 продолжает движение влево, при этом объем расширительной полости  $V_D$  увеличивается до максимальной величины  $V_{0D}$ , компрессорный поршень остается неподвижным в левой крайней точке (точка 3 на *pv*-диаграмме) вблизи холодильника (фаза III). С увеличением объема давление и температура газа уменьшается.

Завершается цикл процессом 4-1, во время которого поршень синхронно перемещается вправо, переталкивая газ из полости расширения в компрессорную полость при постоянном объеме (фаза IV). При перетекании газа через ТН 3 от внешнего теплового источника  $T_x$  к нему подводится теплота  $Q_x$ . При прохождении через пористую насадку РГ газ нагревается, отводя теплоту, аккумулированную насадкой во время процесса 2-3. Его температура достигает значения  $T_{0T}$ .

Рассмотрим особенности рабочего процесса.

В общий рабочий объем КГМ включены объемы ТН и РГ. Процессы расширения и сжатия газа в машине сопровождаются перетеканием РВ из

рабочих полостей в TH, а из них – в рабочие полости, т. е. в течение цикла машины происходит перераспределением массы газа между объемами, имеющими разные температуры.

При перемещении поршней 2 и 7 объемы рабочих полостей циклически изменяются от минимальных до максимальных, при этом внутри замкнутого объема отдельные части газа совершают колебательные движения. В течение цикла первая часть газа переталкивается из расширительной (детандерной) полости объемом в каналы ТН объемом и возвращается в эту полость. В результате того, что работа расширения первой части газа больше работы сжатия происходит отвод теплоты от стенок TH, т.е. от криостатируемого объекта, равной разности этих работ.

Область перемещения второй части газа с одной ограничена детандерной полостью объемом  $V_D$ , а с другой – РГ 4 объемом  $V_P$ . Третья часть газа доходит до холодильника 5 объемом  $V_x$ . Вторая и третья части участвуют в отводе теплоты от стенок ТН и от насадки РГ. Отвод теплоты от насадки является следствием несовершенства тепловых процессов, происходящих в реальном РГ. Третья часть газа также участвует в отводе теплоты в окружающую среду через стенки холодильника.

Четвертая часть газа (ее может и не быть) вытекает из детандерной полости объемом  $V_D$  и перемещается до компрессорной полости объемом  $V_k$ . Она участвует в отводе теплоты от TH и теплоты сжатия газа в окружающую среду. В зависимости от конкретных условий количество теплоты, отданное этой частью газа насадке PГ, может быть как больше, так и меньше количества теплоты, отводимого от насадки. Пятая часть газа не доходит до детандерной полости, но ее функции идентичны функциям четвертой части газа. Шестая часть не выходит за пределы РГ и не участвует только в отводе теплоты сжатия газа в окружающую среду.

#### 1.4 Двигатель Стирлинга

Двигатель Стирлинга (ДС) – это машина, работающая по замкнутому термодинамическому циклу, в которой циклические процессы сжатия и расширения происходят при различных уровнях температур, а управление потоком РВ осуществляется путем изменения его объема.

Работа ДС характеризуется:

- 1. Высокими значениями среднего давления газа;
- 2. Свободным от масла рабочим пространством;
- 3. Отсутствием клапанного механизма;
- 4. Передачей теплоты через стенки цилиндра или теплообменник (ТО).

ДС представляет собой преобразователь энергии, относящийся к типу тепловых двигателей, совершающих механическую работу на выходном валу при подводе к ним тепловой энергии. Полезная работа в рабочем цикле Стирлинга совершается, как и в других тепловых двигателях, посредством сжатия РВ при низкой температуре и расширения того же РВ после нагрева при более высокой температуре. Основные термодинамические процессы, протекающие в обычных тепловых двигателях: сжатие газа, поглощение теплоты, расширение газа и отвод теплоты, легко различимы и в цикле ДС, однако имеется радикальное различие в том, как протекает процесс поглощения теплоты в двигателе внутреннего сгорания (ДВС).

Классификация ДС включает следующие три признака:

- Режим работы;
- Способ соединения цилиндров;
- Способ соединения поршней.

## 2. ИНЖЕНЕРНЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СТИРЛИНГА

#### 2.1. Этапы разработки методов расчета машины Стирлинга

Разработка метода расчета машины Стирлинга (МС) – это сложный, многоэтапный процесс:

- 1. Выбор метода анализа процессов во внутреннем контуре МС;
- 2. Выбор расчетной модели (идеализированного цикла) МС;
- 3. Разработка математической модели холодильной МС;
- 4. Выбор метода решения системы дифференциальных уравнений;
- Постановка оптимизационной задачи и выбор целевой функции (критерия оптимизации);
- 6. Выбор метода решения оптимизационной задачи.

Сложность задачи состоит в трудности математического описания процессов в реальных МС, где невозможно реализовать идеальный цикл Стирлинга.

На основе изучения современных подходов к расчетам был сформирован информационный методологический массив для разработки универсального метода расчета МС обратного цикла, представленный на рисунке 2.1.[]

С использованием полученного методологического массива был создан новый универсальный метод расчета МС обратного цикла (криогенных машин, XM для умеренного холода и тепловых насосов).[]

Структура метода:

- 1. Техническое задание (исходные данные) на расчет: температура охлаждения, требуемая холодопроизводительность и т. д;
- Раздельный анализ процессов, происходящих во внутреннем контуре машины;
- 3. Создание адиабатной и гидродинамической моделей МС обратного

цикла (составление системы нелинейных дифференциальных уравнений);

- 4. Решение системы дифференциальных уравнений адиабатной и гидродинамической моделей методом конечных разностей;
- Двухуровневая однокритериальная многопараметрическая оптимизация на основе метода поиска глобального экстремума функций многих переменных с самообучением:

 1-й уровень – адиабатная модель, критерий оптимизации – эксергетический КПД идеализированной машины;

2-й уровень – гидродинамическая модель, критерий оптимизации
эксергетический КПД реальной машины.



 Рисунок 2.1 – Информационный методологический массив для разработки универсального метода расчета МС обратного цикла Метод апробирован при создании первой отечественной ХМС умеренного холода [].

Новый метод расчета от раннее известных отличают:

• Двухуровневая многопараметрическая оптимизация;

• Комбинированное использование двух расчетных моделей на разных уровнях оптимизации;

 Проведение оптимизации характеристик всей машины в целом (вместо поузловой оптимизации);

Использование в качестве критерия оптимизации
эксергетический КПД, что обеспечивает универсальность
предложенного метода для всех машин, использующих обратный цикл
Стирлинга.

В расчетных моделях нестационарный тепломассообмен во внутреннем системой нелинейных контуре MC обратного цикла описывается дифференциальных уравнений. Для ИХ решения И нахождения действительных характеристик МС был применен метод конечных разностей [], при котором значения мгновенных параметров газа в рабочих объемах машины определяются из системы разностных уравнений, составляемых при делении цикла на множество мелких временных интервалов.

Алгоритм решения системы уравнений (гидродинамической модели) представлен на рисунке 2.2. При создании новой техники, как правило, стремятся получить максимальные значения показателей эффективности. Для МС обратного цикла таким показателем эффективности является эксергетический КПД [].

Нахождение максимума при заданном значении холодопроизводительности и температуры охлаждения сводится к определению оптимальных соотношений геометрических параметров главных элементов на основе многопараметрической оптимизации.

Четкой, строго определенной методики оптимизации машин Стирлинга обратного цикла не существует. Элементы поузловой оптимизации отражены в ряде работ, и при этом указывается на сложность оптимизации машины в целом

Анализ этих работ позволил составить методику двухуровневой

многопараметрической оптимизации машин Стирлинга обратного цикла [].



Рисунок 2.2 – Алгоритм решения системы уравнений для расчета характеристик машины Стирлинга обратного цикла

Каждый уровень оптимизации включает в себя:

• критерий оптимизации;

• математическую модель, представляющую собой совокупность нелинейных дифференциальных уравнений и позволяющую для заданного набора значений конструктивных параметров рассчитать проектируемую XMC и определить все ее характеристики;

• совокупность независимых конструктивных параметров, значения которых однозначно определяют все остальные параметры и характеристики MC.

Математические модели для каждого уровня разработаны на основе теории процессов нестационарного тепломассообмена и адиабатного изменения температуры в рабочих полостях машины. Они представляют собой совокупность зависимостей, полученных при решении системы нелинейных дифференциальных уравнений методом конечных разностей.

С математической точки зрения оптимизация на каждом уровне представляет собой задачу нелинейного программирования, особенность которой состоит в том, что в области допустимых значений независимых конструктивных параметров оптимизируемая функция может иметь не один, а несколько локальных экстремумов. Решение задачи нелинейного программирования состоит в определении глобального экстремума во всей области допустимых значений переменных методом случайного поиска функции многих переменных с самообучением [].

Суть предлагаемой методики состоит в следующем: на первом уровне определяют значения параметров, наиболее существенно влияющих на термодинамическое совершенство разрабатываемой идеализированной машины. Поэтому на данном этапе используют адиабатную расчетную модель, не учитывающую потери во внутреннем контуре. Выбор оптимизируемых параметров на первом уровне определяется типом кинематической схемы МС и ТА. К таким параметрам в общем случае относятся диаметры и ходы поршней.

Критерием оптимизации на первом уровне принят эксергетический КПД идеализированной МС  $\eta_{\text{эксер}}^{\text{ид.маш}}$  обратного цикла. Кроме перечисленных выше оптимизируемых (независимых) параметров в задачу вводится совокупность внешних факторов, к которой относятся температурные уровни источников тепла  $T_x$ ,  $T_0$  и требуемая холодопроизводительность Q.

Такие параметры, как угловая скорость коленчатого вала ω, заправочное давление р<sub>запр</sub> могут относиться к оптимизируемым параметрам, если они не задаются требованиями технического задания. В последнем случае эти

параметры входят в совокупность внешних факторов.

Учитывая вышесказанное, задачу оптимизации на первом уровне можно записать в виде:  $\max^{\eta^{\text{ид.маш}}}_{\text{эксер}} = f(E, X, ),$ 

где Е – совокупность внешних факторов,  $E = \{T_o, T_x, Q, \omega, ...\};$ 

 $X_1$  – совокупность независимых (оптимизируемых) параметров первого уровня, при этом должно соблюдаться условие  $a_i \leq X_1 \leq b_i$ , i =1,2,3,...,n.

Последнее неравенство представляет собой ограничения независимых параметров, которые выбираются из конструктивных и технологических соображений, обусловленных производственными возможностями, габаритными характеристиками, а также на основе предыдущего опыта проектирования MC.

Получаемые при оптимизации первого уровня оптимизированные значения независимых параметров X<sub>1</sub><sup>опт</sup> входят в совокупность внешних факторов Е для оптимизации второго уровня. Цель оптимизации второго уровня – достижение минимального уровня суммарных потерь реального цикла (в сравнении с идеальным, принятым на первом уровне оптимизации). Величина отдельных составляющих потерь определяется их функциональной связью уже не с обобщенными характеристиками ТО («мертвыми» объемами), а с конкретными геометрическими параметрами ХМС. Поэтому на втором уровне оптимизации в качестве независимых (оптимизируемых) параметров выступит внешний диаметр  $dr_w$  и длина регенератора lr, а также количество трубок (щелей) в TO *n\_x* и *n\_t*. Значения остальных геометрических параметров машины (длины ТО) находят из уравнений, связывающих оптимальные «мертвые» объемы с оптимизируемыми параметрами на втором уровне оптимизации. К совокупности внешних факторов относится: внутренний диаметр трубок (параметры щели) ТО, тип насадки (материал), характер насадки (диаметр проводки, пористость), угловая скорость коленчатого вала, заправочное давление, а также оптимальные параметры, полученные на первом уровне оптимизации «мертвые» объем ТО и РГ,

диаметры и хода поршней, угол сдвига между кривошипами рабочего поршня и вытеснителя.

В качестве критерия оптимизации второго уровня применяется эксергетический КПД реальной МС обратного цикла, характеризующий термодинамическое совершенство разрабатываемой машины с учетом потерь во внутреннем контуре, а задачей оптимизации является определение таких конструктивных соотношений в машине, при которых обеспечивается наибольшее значение критерия.

Учитывая вышесказанное, задачу оптимизации на втором уровне можно записать в виде:

 $\max_{\eta_{\text{эксер}}}^{\mu_{\text{Д.MAIII}}} = f[E(X_1), X_2, ],$ 

где Е — совокупность внешних факторов,

 $E = \{X_1^{\text{ont}}, T_o, T_x, Q_0, \omega\};$ 

Х2— совокупность независимых (оптимизируемых) параметров

второго уровня, при этом  $a_i \leq X_2 \leq b_i$ , i = 1, 2, 3, ..., n.

В таблице 2.1 даны основные характеристики ХМС умеренного холода (β-схема) для систем кондиционирования воздуха стационарных холодильных центров объектов МО РФ холодопроизводительностью 50 кВт, полученные на основе разработанного метода расчета с многопараметрической оптимизацией.

Таблица 2.1– Результаты расчета характеристик XMC для умеренного холода холодопроизводительностью 50 кВт, полученные методом многопараметрической оптимизации

	1-й уровень	2-й уровень
Характеристики	оптимизации	оптимизации
	(адиабатная	(гидродинамиче
	модель)	ская модель)
Диаметр рабочего поршня, м	0,187	
Диаметр вытеснителя, м	0,167	

Ход рабочего поршня, м	0,09	
Ход вытеснителя, м	0,067	
«Мертвый» объем холодильника, м'	0,000230	
«Мертвый» объем РГ, м'	0,000213	
«Мертвый» объем ТН	0,000244	
Угол развала колен кривошипа, град	95	
Длина холодильника, м		0,21
Длина TH, м		0,196
Количество трубок в холодильнике, шт.		349
Количество трубок в ТН, шт.		296
Холодопроизводительность, кВт	77,3	50,2
Холодильный коэффициент	5,27	4,22
Эксергетический КПД, %	91	73

Данные, приведенные в таблице 2.1, показывают, что созданный в ходе теоретико-экспериментальных исследований метод расчета позволяет в настоящее время проектировать ХМС для умеренного холода, имеющие значительно более высокую эффективность, чем лучшие образцы зарубежной холодильной техники. Разработанный метод расчета позволяет отказаться от проведения дорогостоящих экспериментальных работ, связанных с доводкой отдельных узлов машин [].

# 2.2 Термодинамический анализ процессов, протекающих во внутреннем контуре ДС

# 2.2.1 Известные термодинамические модели процессов, протекающих во внутреннем контуре ДС

При исследовании теплоэнергетических силовых установок, работающих по замкнутому (или условно замкнутому) циклу, широко используется представление протекающих в установке физических явлений определенной совокупностью термодинамических процессов – термодинамической моделью.

Следует подчеркнуть, что любая термодинамическая модель описывает реальные процессы с той или иной степенью приближения. Это обусловлено принятыми при ее составлении допущениями и предположениями, цель которых упростить модель, сделать ее удобной для использования. Чрезмерное упрощение модели может привести к потере точности; желание детализировать ее – к усложнению. Поэтому находится компромисс между простотой и полнотой описания, критерием при этом служит адекватность используемой модели, т. е. правильное качественное и количественное описание процессов.

Для анализа энергетических явлений, совершающихся во внутреннем контуре (ВК) ДС, предложен ряд термодинамических моделей.

На рисунке 2.3 показана схема осуществления рабочего процесса во внутреннем контуре ДС широко распространенного вытеснительного типа β – модификации.

Условимся, что цикл начинается с момента, когда вытеснитель находится в предельно верхнем положении и не движется, а рабочий поршень – в предельно нижнем и начинает перемещаться вверх. В это время происходит сжатие PB, которое сопровождается отводом от него теплоты вовне к теплоприемнику при постоянной температуре.



Рисунок 2.3 – Схема осуществления рабочего процесса во внутреннем контуре ДС; 1 – вытеснитель, 2 – рабочий поршень, 3 – холодная полость.

Допускается, что взаимодействие с внешней средой мгновенно передается

по всему объему, в результате чего температура PB по его массе одинакова и равна температуре теплоприемника. В результате совершается обратимый изотермический процесс 1-2 (рисунок 2.4, а). В процессе 2-3 рабочий поршень находится в предельно верхнем положении, а вытеснитель движется вниз. PB перемещается из нижней (холодной) полости в верхнюю (горячую), проходя через PГ и нагреваясь от его насадки. Считается, что при этом вся масса PB переходит из холодной полости в горячую и совершается обратимый изохорный процесс 2-3.



Рисунок 2.4 – Термодинамические модели процессов, протекающих во внутреннем контуре ДС

К моменту начала расширения (т.3 рисунок 2.4, а) вытеснитель предельно приближается к рабочему поршню и вместе с ним начинает перемещаться вниз. В этот период времени происходит расширение PB, сопровождающееся подводом теплоты к нему извне при постоянной температуре. Допускается, что температура PB по всей массе одинакова и равна температуре теплоисточника. Происходящий при этом процесс отображается на диаграмме линией 3-4 (рисунок 2.4, а).

Завершается цикл возвращением вытеснителя в предельно верхнее положение, во время которого PB без изменения объема (так как рабочий поршень остается неподвижным) перемещается из верхней горячей полости в нижнюю холодную, проходя через PГ, охлаждаясь и отдавая теплоту его насадке. Считается, что при этом вся масса PB участвует в процессе и в конце его поступает в холодную полость. На диаграмме (рисунок 2.4, а) цикл замыкается обратимой изохорой 4-1. Рассмотренный вариант описания процессов, происходящих во внутреннем контуре ДС, называют циклом Стирлинга.

Как видно, он представляет собой совокупность четырех обратимых термодинамических процессов: изотермического сжатия 1-2, сопровождающегося отводом теплоты от PB вовне к теплоприемнику; изохорного подвода теплоты к PB в PГ (процесс 2-3), изотермического расширения 3-4 с сообщением теплоты PB извне от теплоисточника и изохорного отвода теплоты от PB в PГ (процесс 4-1). Такой цикл является одним из возможных вариантов, так называемого, обобщенного регенеративного цикла Карно, и обеспечивает получение максимально высокого КПД по сравнению с любыми другими циклами, совершающимися в том же диапазоне изменения температуры PB. Указанное обстоятельство позволяет называть рассмотренный цикл «идеальным».

Как видно, реализация цикла Стирлинга предполагает, чтобы:

- 1. Движение вытеснителя и рабочего поршня было прерывистым.
- Рабочее тело периодически полностью находилось то в горячей, то в холодной полостях, т.е. чтобы ВК двигателя не имел неизменяемых объемов (нагревателя, РГ, охладителя и соединительных каналов).
- Термодинамические процессы, составляющие цикл, были полностью обратимы.
- 4. Изменение температуры РВ между ее минимальным и максимальным значениями происходило только за счет регенеративного теплообмена.
- 5. Масса РВ в ВК была неизменна, т.е. отсутствовала утечка РВ.

Существенное отличие цикла Стирлинга от реально происходящих в двигателе процессов побудило исследователей к попыткам создания более точных вариантов описания термодинамических явлений в ВК.

В работе [] предложено рассматривать процессы подвода теплоты от внешнего источника и отвода ее к холодильнику, сопровождающиеся изменением объема, как обратимые политропные (рисунок 2.4, б, процессы 1-2 и 3-4) с показателем  $n_1$ . Это вполне реалистичное предположение, так как вследствие существования «челночных» потерь при движении РВ между горячей и холодной полостями, а также конечных значений тепловых потоков идеальные изотермические условия не достигаются. Кроме того, автором принимается во внимание тот факт, что при перемещении из горячей полости в холодную РВ охлаждается в РГ не до состояния 1, которому соответствует минимальная температура цикла, а лишь до т.1'. Этим учитывается неполнота регенеративного охлаждения, т.е. отклонение этого процесса от идеального. Неполным в предлагаемой модели является и регенеративный нагрев (он происходит до т. 3').

Таким образом, рассмотренный цикл ближе к реальному протеканию процессов в ВК, так как учитывает неполноту регенерации теплоты, неизотермичность процессов внешнего теплообмена в ходе сжатия и расширения, а также необходимость внешнего теплообмена в изохорных процессах.

ΒК В работе [] для описания процессов В используется термодинамическая модель, названная авторами регенеративным циклом Отто (рисунок 2.4, в). Здесь процессы сжатия и расширения предполагаются без внешнего теплообмена (адиабаты 1-23-4. протекающими И соответственно). Теплота, отводимая насадке РГ на изохорном участке 3-4', затем возвращается РВ на участке 2-2' (некоторой «потерей»). Внешний теплообмен происходит на участках изохор: 4'-1- отвод и 2'-3 – подвод.

В работе [] предложена модель псевдоцикла Стирлинга, в которой изотермические процессы заменены политропными и в пределе адиабатными

(рисунок 2.4, г).

Идеальный изотермический процесс 1-2 заменяется адеабатным 1-2" и изохорным процессом переохлаждения 2"-2. Аналогично процесс 3-4 процессами 3-4' и 4'-4. Получаемые расчетно заменяется значения термического КПД псевдоцикла Стирлинга достаточно хорошо согласуются с измеренными значениями. Однако принципиальных уточнений «идеального» цикла в сравнении с предыдущей моделью псевдоцикл не дает. В тоже время целесообразность представляется сомнительной привязки процессов внешнего теплообмена к изохорным процессам 2"-2 (внешнее охлаждение) и 4'-4 (внешний нагрев) и полное его исключение в процессах сжатия и расширения газа.

Исследования [] показали, что для двигателей компоновочной модификации рабочий поршень – вытеснитель в одном цилиндре (β – модификации), например, циклы, состоящие из четырех процессов, неадекватны, так как теплообмен в РГ происходит не в изохорных условиях.

Одним из вариантов, учитывающих это является «изотермический» и «адиабатный» циклы, рассмотренные в работе [].

«Изотермический» цикл (рисунок 2.5, а) состоит из обратимых изотермических процессов внешнего теплообмена (процесс 4-5 - подвод теплоты от внешнего источника, процесс 1-2-отвод теплоты внешнему приемнику) и двух обратимых регенеративных процессов, осуществляемых частично при неизменном объеме или при постоянном давлении (процессы 5-6, 6-1 и 2-3, 3-4).



Рисунок 2.5 – Термодинамические модели процессов, протекающих во внутреннем контуре ДС

Как видно, в этом случае учитывается то, что процессы регенерации совершаются и при изменении объема PB. Охлаждение газа в PГ происходит от  $T_{\text{тах}}$  до  $T_{\text{min}}$ , но предполагается возможность неполного возврата теплоты насадкой PB (до т. 3' или 3").

В реальных двигателях процессы сжатия и расширения являются политропными, но часто при анализе идеализированных циклов они заменяются адиабатными. Такая замена характерна и для «адиабатного» цикла, изображенного на рисунке 2.5.

Таким образом, в рассмотренных циклах учтена неизохорность процессов регенерации теплоты, что является важным шагом на пути приближения описания цикла к действительному развитию процессов в ВК. Однако в «изотермическом» варианте цикла не учтена необходимость «доохлаждения» РВ за счет отвода теплоты вовне в ходе перемещения газа из горячей полости в холодную. В «адиабатном» варианте вообще отсутствует внешний теплоотвод.

Более универсален при описании процессов в ВК обобщенный термодинамический цикл, предложенный в работе [] (рисунок 2.5, в). Здесь в

сравнении с «идеальным» циклом изотермы внешнего теплообмена заменены на политропы с показателями  $n_1$  и  $n_2$ , изохоры процессов регенерации – на политропы с показателями  $n_3$ ,  $n_4$ ,  $n_5$  и  $n_6$ . При этом учитывается, что PB охлаждается в PГ не до минимальной температуры, а во время регенеративного нагрева температуры повышается не до максимальной. Это дает возможность учесть неполноту процессов регенерации.

Однако в этой работе без каких-либо на то оснований считается, что в т.т.3 и 6 (точках изменения характера процессов регенеративного теплообмена) температура одинакова и равна полусумме температур в т.т.2 и 4, т.т.1 и 5 соответственно. Кроме того, нет рекомендаций по поводу выбора положения т.т.1 и 4 (моментов начала сжатия и расширения по политропам с показателями  $n_2$  и  $n_1$ , соответственно).

Таким образом, краткое рассмотрение известных по литературе моделей циклов ДС показывает, что они либо существенно неадекватны процессам, происходящим в ВК, либо носят абстрактный характер, что не позволяет использовать их для анализа в каких- либо конкретных условиях организации цикла.

## 2.2.2 Анализ процессов, протекающих во внутреннем контуре двигателя Стирлинга, на основе уточненной методики термодинамического описания

Реальные индикаторные диаграммы, получаемые при испытаниях ДС, существенно отличаются от рассмотренных выше вариантов описания процессов, совершающихся в ВК.

Внешнее отличие проявляется в том, что вся совокупность процессов на диаграмме представляется кривой линией, образующей замкнутый контур эллипсообразной формы (рисунок 2.5, г). причиной этого является непрерывное и плавное перемещение рабочего поршня, обуславливающее непрерывное и плавное изменение объема газа.

Существуют и глубокие внутренние (скрытые внешние) отличия

рассмотренных выше моделей цикла от реальных процессов. Прежде всего при построении каждой из них предполагалось, что отдельные процессы совершаются последовательно всей массой PB, которая в различные моменты реализации цикла находится то в одной, то в другой, то в третьей и т.д. полостях BK. При осуществлении действительного цикла эта масса каким-то образом распределена по всему контуру. Часть PB всегда находится в горячей полости, часть – в холодной, часть – в нагревателе, часть – в PГ, часть – в охладителе. Распределение газа между этими элементами осуществляется вытеснителем и в связи с безостановочным движением последнего непрерывно меняется.

Кроме того, при построении моделей допускалось, что каждый из основных четырех процессов цикла протекает в соответствующей полости, имеющей свое специфическое назначение. Результаты экспериментальных исследований показывают, что индикаторные диаграммы и графики температуры, отражающие состояние PB в горячей и холодной полостях двигателя, свидетельствуют о том, что характер изменения давления и температуры газа в каждый момент времени весьма близок как в той, так и в другой полостях. При этом качественно поведение параметров PB в любой точке BK практически соответствует тем изменениям, которые происходят в рассматриваемый момент с основной массой газа. Существует лишь определенная разница максимальных и минимальных величин указанных параметров, а также некоторый сдвиг по углу поворота коленчатого вала, при котором достигаются эти экстремальные значения.

Из графика изменения давления в полостях экспериментального ДС вытеснительного типа (рисунок 2.6) видно, что холодной полости характерен несколько больший диапазон изменения давлений, чем в горячей.

В исследованном двигателе минимальные величины давлений на различных режимах работы отличались на 4-5 %, максимальные – на 5-6 %. Аналогичные данные приведены в исследованиях [] соответствующие перепады при частоте вращения коленчатого вала n=500 мин<sup>-1</sup> составили 5,6 и

2,6 %. а при п=1000 мин<sup>-1</sup> – 7,2 и 4,5 %.





Достижение экстремальных значений параметров в холодной полости всегда происходит раньше, чем в горячей, так как в организации процессов сжатия и расширения определяющую роль играет закон изменения объема РВ, который формируется перемещением поршня, являющегося одной из подвижных стенок холодной полости. На поведении параметров газа в горячей полости сказывается гидравлическое сопротивление соединяющего полости тракта (охладителя, РГ и нагревателя), которое приводит к определенному запаздыванию достижения экстремумов давления в горячей полости. Для двигателя максимальное давление В горячей полости создается С запаздыванием примерно на 5, минимальное - на 10 град. В работе [] эти значения были соответственно 4 и 13 град. Неодинаковость запаздывания обусловлена разницей плотности РВ (а, следовательно, и гидравлического сопротивления) на разных температурных уровнях.

Максимум температуры газа в холодной полости (рисунок 2.7) практически в два раза ниже, чем в горячей (что вполне объяснимо значительным отводом теплоты в охладителе, в стенки полоски и к насадке РГ). Достигается максимум с запаздыванием на 10-15 град относительно
горячей полости. Обуславливается это особенностями процесса передачи теплоты от места нагрева газа (горячая полость и нагреватель) к PB, находящемуся в холодной полости.



Рисунок 2.7 – Диаграмма изменения температуры во внутренней полости двигателя Стирлинга: 1 – горячая полость, 2 – холодная полость

Минимальные значения температур в полостях отличаются еще больше. В горячей полости минимум достигается через 30-35 град после того, как это произошло в холодной. Неодинаковость разницы в моментах достижения максимальных и минимальных значений температуры в различных полостях обуславливается соответствующим изменением теплопроводности газа на различных температурных условиях.

Отмеченная разница температур в различных полостях ДС в каждый момент времени при определении состояния газа во внутреннем контуре может быть скорректирована введением эквивалентной температуры []. В результате появляется возможность построения индикаторной диаграммы с некоторыми усредненными по внутреннему контуру параметрами, считая состояния газа квазиравновесными [].

Как было указано, изменение этих состояний в реальном двигателе происходит непрерывно и изображается на диаграмме плавной линией. Максимальное приближение к реальной диаграмме может быть достигнуто ее аппроксимацией весьма большим количеством политроп. Однако при таком

решении задачи возникают трудности, обусловленные неопределенностью выбора точек, служащих границами каждого из этих процессов. Поэтому решение задачи достаточно корректной аппроксимации реальной диаграммы должно сводиться к ее описанию логически оправданным количеством политроп с четким обоснованием границ каждой из них.

Анализ рабочего процесса во внутреннем контуре ДС с учетом кинематики механизма привода поршня и вытеснителя позволяет разделить линию индикаторной диаграммы на участки, соответствующие каждому из четырех основных этапов рабочего цикла. Поскольку в реальном двигателе процессы регенерации совершаются не при неподвижном поршне, то, очевидно, что регенеративный нагрев, например, начинается до прихода рабочего поршня в ВМТ (т.е. сопровождается сжатием PB) и заканчивается после ее прохождения (т.е. в условиях расширения PB). Аналогично процесс регенеративного охлаждения начинается при расширении PB (до прихода поршня в НМТ) и заканчивается в условиях сжатия (после прохождения им НМТ).

Учитывая, что для осуществления этих процессов необходимо проталкивание PB вытеснителем через PГ, считается, что регенеративный теплообмен происходит в то время, когда абсолютная скорость перемещения вытеснителя больше, чем у поршня. Соответственно процессы внешнего теплообмена происходят в периоды, когда скорость рабочего поршня по абсолютной величине превышает скорость перемещения вытеснителя. Таким образом, равенство:

$$\left|\frac{dS_{\text{раб.}n}}{d\alpha}\right| = \left|\frac{dS_{\text{выт}}}{d\alpha}\right|$$

является условием перехода от одного из четырех основных процессов цикла во внутреннем контуре к другому.



Рисунок 2.8 – Графики перемещения и скорости движения рабочего поршня и вытеснителя двигателя ДС 6,5/3,0

На рисунке 2.8 показаны графики перемещений и скоростей движения рабочего поршня и вытеснителя для экспериментального одноцилиндрового ДС вытеснительного типа со следующими конструктивными особенностями: радиус кривошипа – 14 мм; длина шатуна – 40 мм; дезаксиал (величина смещения оси вращения кривошипа от оси перемещения ползуна) – 15 мм; сдвиг фаз – 51°20'.

Как видно из рисунка 2.8, абсолютная величина скорости движения вытеснителя становится больше, чем у рабочего поршня за 16 град до прихода последнего в свою ВМТ (т.3) и вновь сравнивается с ней через 63 град после ВМТ (т.5). Следовательно, процесс регенеративного нагрева РВ (участок диаграммы 3-4-5) длится 79 град. Затем абсолютная величина скорости поршня становится больше, чем у вытеснителя – начинается процесс

расширения с подводом теплоты к PB извне. Заканчивается он в т.7 при угле поворота кривошипа 164 град от положения, соответствующего BMT поршня. Именно здесь скорость движения вытеснителя сравнивается со скоростью перемещения рабочего поршня. С этого момента начинается процесс регенеративного охлаждения, который длится 91 град (до т.1). После т.1 поршень движется быстрее вытеснителя. происходит сжатие PB, сопровождающееся отводом от него теплоты вовне. Заканчивается этот процесс за 16 град до BMT после чего цикл повторяется.

На рисунке 2.9 показано расположение точек 1, 3, 5 и 7 на индикаторной диаграмме при работе экспериментального двигателя ( $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$ ).

Из рисунка 2.9 видно, что процессы регенеративного теплообмена на диаграмме отображаются двумя политропами каждый. Одна политропа характеризует поведение PB до прихода поршня в HMT или BMT. а вторая – после прохождения этих точек. Каждый из процессов внешнего теплообмена можно разделить на два политропных. Это связано с тем, что при сжатии PB поршнем вытеснитель движется вначале к своей BMT (т.2), а затем от нее. В ходе расширения вытеснитель до т.6 перемещается к своей HMT, а затем от нее.

Рисунок 2.10 иллюстрирует замену восьмью политропными процессами индикаторной диаграммы, полученной при работе экспериментального ДС с размерностью 6,5/3,0 на скоростном режиме n =1000 мин<sup>-1</sup>.



Рисунок 2.9 – Разделение индикаторной диаграммы на участки



Рисунок 2.10 – Индикаторная диаграмма двигателя ДС 6,5/3,0 и её аппроксимация восьмью политропными процессами

Таким образом, анализ процессов, совершающихся в ВК ДС с учетом кинематики рабочего поршня и вытеснителя, позволяет разделить линию индикаторной диаграммы на восемь участков, каждый из которых может быть аппроксимирован соответствующим политропным процессом.

### 2.2.3 Методика эксергетического анализа эффективности КГМ

Опишем методику эксергетического анализа эффективности КГМ на конкретном примере:

Производительность по жидкому воздуху  $V = 1,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3/\text{с}$ , температура охлаждающей воды  $T_{oc} = 293 \text{ K}$ , среднее давление гелия в машине  $p_c = 2 \text{ МПа}$ , минимальные разности температур: в ребристом конденсаторе  $\Delta T_k = 3 \text{ K}$ ; в водяном теплообменнике  $\Delta T_b = 7 \text{ K}$ . Изотермические КПД процессов сжатия и расширения  $\eta_{izk} = \eta_{izd} = 0,7$ ; электромеханический КПД  $\eta_{em} = 0,98$ .

Определить холодопроизводительность  $q_0$ , расход гелия  $G_g$ , затраченную работу  $(l_{iz})$  и мощность (N), эксергетический КПД ГМ  $\eta_{ex}$ .

Находим термодинамические параметры в точках цикла.

Температура изотермического сжатия:

$$T_{1-2} = T_{\rm oc} + \Delta T_b = 300 \, K.$$

Для точки 1: давление  $p_1 = p_c/2 = 1$  МПа,  $v_1 = 0,65$  м<sup>3</sup>/кг,  $h_1 = 1570$  кДж/кг;  $s_1 = 26,8$  кДж/(кг · К).

Параметры в точке 2: давление  $p_{mx} = p_2 = 1,3p_c = 2,6$  МПа,  $v_2 = 0,25$  м<sup>3</sup>/кг,  $h_2 = 1590$  кДж/кг;  $s_2 = 24,7$  кДж/(кг · К).

Температура изотермического расширения:

$$T_{3-4} = T_{cb} - \Delta T_k = 78 - 3 = 75 \ K.$$

Параметры в точке 3: давление  $p_3 = 0,6$  МПа,  $v_3 = 0,25$  м<sup>3</sup>/кг,  $h_3 = 412$  кДж/кг;  $s_3 = 20,5$  кДж/(кг · К).

Параметры в точке 4: давление  $p_4 = 0,25$  МПа,  $v_4 = 0,65$  м<sup>3</sup>/кг,  $h_4 = 410$  кДж/кг;  $s_4 = 22,6$  кДж/(кг · К).

Массовая производительность:

$$G = V \rho_{b \pi} = 1,4596 \cdot 10^{-3}$$
 кг/с,

где  $\rho_{bx} = 874 \text{ кг/м}^3 -$ плотность жидкого воздуха.

Холодопроизводительность машины (по воздуху):

$$Q_0 = G(h_{boc} - h_{box}) = 0,625$$
 кВт,

где  $h_{boc}$  – энтальпия воздуха при параметрах окружающей среды;

*h*<sub>boж</sub> – энтальпия воздуха в ожиженном состоянии.

Удельные работы изотермического сжатия и расширения:

 $l_{izk} = R_g T_{1-2} \ln(p_2/p_1) = 600$  кДж,  $l_{izg} = R_g T_{3-4} \ln(p_3/p_4) = 136,5$  кДж. Удельная реальная работа расширения:

$$l_g = l_{izg} \eta_{izg} = 95,5$$
 кДж.

Удельная холодопроизводительность:

$$q_0 = T_{3-4}(s_4 - s_3) = 157,5$$
 кДж/кг.

Расход гелия:  $G_g = Q_0/q_0 = 3,98 \cdot 10^{-3}$  кг/с.

Холодильный и эксергетический коэффициент цикла:

$$\varepsilon = q_0 / (l_k - l_g) = 0,206; \ \eta_{ex1} = \varepsilon |\tau_{q0}| = \varepsilon |(T_0 - T_{oc})/T_0| = 0,598.$$

Эксергетический КПД по воздуху (без учета электромеханического КПД):  $\eta_{ex2} = \varepsilon |\tau_{qH}| = \varepsilon |(T_H - T_{oc})/T_H| = 0,57.$ 

Затраченная мощность:  $N = N_k - N_d$ ,

где  $N_k = l_k G_g / \eta_{em} = 3,47$  кВт;  $N_d = l_g G_g / \eta_{em} = 0,39$  кВт.

Подставляя значения найденных мощностей в формулу для затрачиваемой мощности, получаем *N* = 3,08 кВт.

Эксергетический КПД ХМС:  $\eta_{ex} = Q |\tau_{qH}| / N = 0,56.$ 



Рисунок 2.11 – график зависимости эксергетического КПД от изотермического КПД машины

## 2.3 Расчет ГХМ методом Шмидта

В методике Шмидта энергетические характеристики XMC связаны с кинематическими (угол поворота коленчатого вала, частота вращения машины).

Цель методики: по заданным параметрам: температурам горячей и холодной полостей ТГ и ТХ, мощности двигателя N, оборотам вращения коленчатого вала n, давлению заправки РЗ определить геометрические размеры рабочих полостей и рассчитать энергетические характеристики базового образца: теплоты внешних источников  $Q_1$ ,  $Q_2$  и работу цикла  $L_{II}$ .

В методике предусмотрено гармоническое движение поршней и отдельных узлов машины, но оставлены как основные допущения изотермичность процессов сжатия и расширения и идеальность регенерации. Таким образом, и эта теория идеализированная, но более реалистичная, чем идеальный цикл Стирлинга.

Основные допущения, принятые в цикле Шмидта:

- 1. регенеративные процессы идеальные;
- 2. мгновенные значения давлений в системе одинаковые;
- 3. РВ подчиняются уравнению состояния для идеального газа
- 4. отсутствуют утечки РВ; масса РВ остается постоянной;
- изменения объёмов газа в рабочих полостях происходят синусоидально;
- 6. температурный градиент в TO отсутствует;
- 7. температуры стенок цилиндра и поршня постоянны;
- 8. в полостях цилиндра происходит идеальное перемешивание РВ;
- 9. температура PB во вспомогательных полостях системы постоянны;
- 10. частота вращения машины постоянна;

11. условия состояния – установившиеся.

Определение оптимального угла поворота

Оптимальным углом  $\varphi_{0\Pi T}$  называется угол поворота коленчатого вала, при котором суммарный объём рабочих полостей максимален. При таком

положении коленчатого вала при гармоническом законе изменения объёмов рабочих полостей количество заправленного РВ будет максимально.

Текущие объёмы рабочих полостей:

горячей полости 
$$V_{\Gamma} = 0,5V_{or}(1 + \cos\varphi)$$
 (2.1)

холодной полости 
$$V_{\rm X} = 0.5 K V_{\rm or} (1 + \cos(\varphi - \pi/2))$$
 (2.2)

Выразим объём заправки через объёмы горячей, холодной и регенеративной полости:

$$V_3 = V_{\sum max} = (V_{\Gamma} + V_X + V_P)_{max} \operatorname{при} \varphi_{0\Pi T}$$
(2.3)

$$V_3 = (0.5V_{\rm or}(1 + \cos\varphi) + 0.5KV_{\rm or}(1 + \cos(\varphi - \pi/2)) + V_{\rm or}x)$$
(2.4)

$$V_P = V_{\rm or} \mathbf{x} \tag{2.5}$$

Суммарный объём можно записать в виде:

$$V_{\Sigma} = V_{\text{or}} \cdot (0.5 \cdot \sin\varphi - 0.5 \cdot K \cdot \cos\varphi + X)_{\varphi_{\text{OHT}}} = 0$$

Из этого уравнения выразим  $\varphi_{\text{ОПТ}}$ . После преобразований получим:

$$sin\varphi = K \cdot cos\varphi$$
$$tg\varphi = K$$
$$\varphi_{O\Pi T} = arctgK$$
(2.6)

Полученное значение  $\varphi_{\text{ОПТ}}$  подставляем в уравнение 2.3 и находим  $V_3$ , но для этого в начале необходимо найти неизвестное значение  $V_{\text{ог}}$ .

Для нахождения искомого параметра необходимо определить давление в цикле как функцию от угла поворота  $\varphi$ :  $p = p(\varphi)$ .

Расчет текущего давления в цикле

Масса РВ в горячей полости определяется по уравнению состояния как:

$$m_{\Gamma} = \frac{P_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}},\tag{2.7}$$

Аналогично для холодной полости:

$$m_X = \frac{P_X \cdot V_X}{R \cdot T_X},\tag{2.8}$$

и «мертвого» объема:

$$m_p = m_{\rm M} = \frac{P_{\rm M} \cdot V_{\rm M}}{R \cdot T_{\rm M}},\tag{2.9}$$

при этом:  $P_{\Gamma} = P_X = P_P = P$ .

Так как общая масса РВ во ВК остаётся постоянной, то:

$$m_3 = m_\Gamma + m_X + m_P$$

Или

$$m_3 = \frac{P \cdot V_{\Gamma}}{R \cdot T_{\Gamma}} + \frac{P \cdot V_X}{R \cdot T_X} + \frac{P \cdot V_P}{R \cdot T_{CP}} = \frac{P}{R} \cdot \left(\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}}\right)$$
(2.10)

Отсюда текущее давление в цикле:

$$P = \frac{m_3 \cdot R}{\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_X}{T_X} + \frac{V_P}{T_{CP}}},$$
(2.11)

При известном объеме заправки  $V_3$ , температура заправки  $T_3$  и давления заправки  $P_3$ , общая масса, т.е. массы заправки РВ  $m_3$  определяется как:

$$m_3 = \frac{P_3 \cdot V_3}{R \cdot T_3}.$$
 (2.12)

Если допустить, что изменение температуры PB в «мертвом» объеме проходит в осевом направлении по линейному закону, то средняя температура PB в «мертвом» пространстве определяется в первом приближении как среднеарифметическая:

$$T_{CP} = \frac{T_{\Gamma} + T_{X}}{2}.$$
 (2.13)

Текущее давление с учетом выше принятого определяется выражением:

$$P = \frac{P_{3} \cdot V_{3}}{T_{3} \cdot \left(\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_{X}}{T_{X}} + \frac{V_{P}}{T_{CP}}\right)} = \frac{P \cdot (V_{X} + V_{\Gamma} + X \cdot V_{or})_{\varphi \text{ontr}}}{T_{3} \cdot \left(\frac{V_{\Gamma}}{T_{\Gamma}} + \frac{V_{X}}{T_{X}} + \frac{X \cdot V_{or}}{T_{CP}}\right)} =$$

$$= \frac{P_{3} \cdot \left[K \cdot \frac{V_{or}}{2} \cdot (1 + \sin\varphi_{onr}) + \frac{V_{or}}{2} \cdot (1 + \cos\varphi_{onr}) + X \cdot V_{or}\right]}{T_{3} \cdot \left[\frac{V_{or} \cdot (1 + \cos\varphi)}{2 \cdot T_{\Gamma}} + \frac{K \cdot V_{or}(1 + \sin\varphi)}{2 \cdot T_{X}} + \frac{X}{T_{CP}} \cdot V_{or}\right]} =$$

$$= \frac{P_{3} \cdot \left[\frac{K}{2} \cdot (1 + \sin\varphi_{onr}) + \frac{1}{2} \cdot (1 + \cos\varphi_{onr}) + X\right]}{T_{3} \cdot \left[\frac{(1 + \cos\varphi)}{2 \cdot T_{\Gamma}} + \frac{K \cdot (1 + \sin\varphi)}{2 \cdot T_{X}} + \frac{X}{T_{CP}}\right]}.$$
(2.14)

Следовательно  $P = P(\varphi)$ 

Из (2.14) следует, что давление и характеристики рабочего процесса термодинамически не связанны с газовой постоянной *R*. Текущее давление в цикле не зависит от величины описанного объема рабочих полостей. Из выражения (2.14) также видно, что текущее давление PB зависит при  $T_X = const$  и X, от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  рисунок 2.12. Задаваясь  $\varphi$  от 0 до 360 градусов необходимо построить зависимость  $P = P(\varphi)$ :



Рисунок 2.12 – Зависимость давления от угла поворота

Так как масса PB в каждой из полостей непрерывно изменяется, то работу сжатия и расширения в удельных величинах подсчитать нельзя. По этой же причине нельзя определить удельную работу для всего BK. В связи с выше изложенным, цикл в механических координатах *pv* правомерно изображать и оценивать по величине полного объема V, м<sup>3</sup>.

По полученному графику  $P = P(\varphi)$  находим  $P_{max}$  и  $P_{min}$ , определяется величина среднего давления в цикле:

$$P_{CP} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2},$$

По заданной мощности и частоте оборотов определяется работа за цикл:

$$L_{\rm II} = \frac{60 \cdot N}{n}.\tag{2.15}$$

Расчет максимального объема горячей полости

Так же работу за цикл можно определить как сумму теплот, подводимых и отводимых за цикл:

$$L_{\rm II} = Q_1 + Q_2, \tag{2.16}$$

где 
$$Q_1 = \pi \cdot P_{CP} \cdot V_{0\Gamma} \cdot \delta \cdot \frac{\sin\theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}},$$
 (2.17)

 $Q_1$  – тепло, подводимое в цикле;

$$Q_2 = \pi \cdot P_{CP} \cdot K \cdot V_{\text{or}} \cdot \delta \cdot \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}},$$
(2.18)

*Q*<sub>2</sub> – тепло, отводимое в цикле;

где 
$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot cosa}}{\tau + K + 2 \cdot S}$$
, (2.19)

$$\tau = \frac{T_{\rm X}}{T_{\Gamma}}$$
 – отношение температур, (2.20)

$$S = \frac{2 \cdot X \cdot \tau}{\tau + 1} - приведенный «мертвый» объем, (2.21)$$

$$\theta = \arctan\left[\frac{K \cdot \sin\alpha}{\tau + K \cdot \cos\alpha}\right]$$

Тогда:

$$L_{II} = \pi \cdot P_{CP} \cdot V_{or} \cdot \delta \cdot \frac{\sin\theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}} + \pi \cdot P_{CP} \cdot K \cdot V_{or} \cdot \delta \cdot \frac{\sin(\theta - \alpha)}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}}$$

Отсюда:

$$V_{\rm or} = \frac{L_{\rm II}}{\frac{\pi \cdot P_{CP} \cdot \delta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}} \cdot [\sin\theta + K \cdot \sin(\theta - \alpha)]}.$$
 (2.22)

Определим значение подводимой и отводимой теплоты с учетом найденного значения *V*<sub>or</sub>. При этом получаем значение работы цикла равной:

$$L_{\mathrm{II}} = Q_1 + Q_2,$$

Определение текущих объемов рабочих полостей

Определяется объем горячей полости:

$$V_{\Gamma} = \frac{V_{0\Gamma}}{2} \cdot (1 + \cos \varphi), \qquad (2.23)$$

Объем холодной полости:

$$V_{\rm X} = K \cdot \frac{V_{\rm or}}{2} \cdot (1 + \sin \varphi), \qquad (2.24)$$

Суммарный объем:

$$V_{\Sigma} = V_{\rm or} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \left(1 + \cos\varphi\right) + \frac{K}{2} \cdot \left(1 + \sin\varphi\right) + X\right]. \tag{2.25}$$

По полученным зависимостям объемов рабочих полостей от угла поворота строим их зависимости  $V_{\Gamma} = V_{\Gamma}(\varphi), V_{X} = V_{X}(\varphi)$  и  $V_{\Sigma} = V_{\Sigma}(\varphi)$  при изменении от 0 до 360 градусов, рисунки 2.13-2.15



Рисунок 2.13 – Зависимость объема горячей полости от угла поворота



Рисунок 2.14 – Зависимость объема холодной полости от угла поворота



Рисунок 2.15 – Зависимость суммарного объема от угла поворота

## 2.4. Амплитудно – частотное влияние привода на характеристики ГХМ Стирлинга

ГХМ эффективными являются устройствами ДЛЯ обеспечения термостатирования электронного оборудования с тепловыделением от долей до десятков Вт на уровне температур до 80 К []. Работа ГХМ на рабочем режиме подразумевает постоянство температур детандерной (TX) и  $(T\Gamma)$ компрессорной энергетических полости, характеристик: холодопроизводительности  $(Q_2)$  теплоты, отводимой от компрессорной полости ( $Q_1$ ) и работы цикла (Lц).

При использовании ГХМ в составе бортовых систем охлаждения на первое место выступают массогабаритные требования. Поэтому актуальным является изучение вопроса о возможности сохранения уровня действительной холодопроизводительности машины при уменьшении размеров детандерной и компрессорной рабочих полостей. Общеизвестным методом достижения этой цели является увеличение давления заправки ГХМ. Это приводит к уменьшению максимального описанного объёма рабочих полостей [], что позволяет снизить и уровень амплитуд перемещения поршней этих тепловых машин. Форсирование таких машин в условиях переменных внешних тепловых потоков обеспечивается по давлению заправки и частоте вращения привода при сохранении амплитуды перемещения поршня. Амплитуда перемещения исполнительного элемента привода при этом составляет значения десятков миллиметров для поршневых и несколько миллиметров для мембранных ГХМ. В работе [] выявлена зависимость энергетических характеристик ГХМ, потерь, возникающих в ТА при работе от частоты вращения привода, давления заправки при постоянной амплитуде перемещения исполнительного элемента привода, также оценки a возможности амплитудно-частотного воздействия на массогабаритные и энергетические характеристики при переменных амплитудах и частотах привода ГХМ. Характер зависимости энергетических характеристик ХМ от

давления заправки и частоты привода может быть оценено по описанной выше методике Шмидта следующими выражениями:

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot P_{\rm cp} \cdot V_{OX} \cdot \delta \cdot \sin\theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}},$$
$$Q_1 = Q_2 \cdot \tau, \tag{2.26}$$

$$L_{\rm u} = Q_1 - Q_2, \tag{2.27}$$

где –  $Q_1$  – теплота отводимая от компрессорной полости,

 $Q_2$  – холодопроизводительность,  $L_u$  – работа цикла,  $P_{cp}$  – среднее давление в цикле,  $V_{OX}$  – максимальный описанный объём детандерной полости,

 $\tau = T_{\Gamma}/T_{X}$  – относительная температура,

$$\delta = \frac{\sqrt{\tau^2 + K^2 + 2 \cdot \tau \cdot K \cdot cos \alpha}}{\tau + K + 2 \cdot S} -$$
вспомогательный параметр,

где  $S = 2 \cdot X \cdot \tau / (\tau + 1)$  – приведённый «мёртвый» объём,

 $X = V_P / V_{OX}$  – относительный «мёртвый» объём,

 $K = V_{0\Gamma}/V_{OX}$  – относительный описанный объём рабочих полостей.

С увеличением частоты вращения энергетические характеристики цикла остаются без изменения, однако растут тепловые потери. При форсировании МС по этим параметрам меняются режимы работы ТА. Эти потери приводят к уменьшению действительной холодопроизводительности ХМ. Изменение давления заправки и частоты вращения привода различно сказываются на темпе изменения энергетических характеристик. Найденные, с учётом полученных потерь[] значения действительных энергетических характеристик при постоянной амплитуде перемещения поршня, представлены на рисунках 2.16-2.18. Величина действительных энергетических характеристик XM оценивались таким образом:



Рисунок 2.16 – Зависимость действительных характеристик ГХМ от



частоты вращения привода

Рисунок 2.17 – Зависимость действительных характеристик ГХМ от

давления заправки



Рисунок 2.18 – Зависимость идеального, действительного холодильных коэффициентов машины и эксергетического КПД от давления заправки

$$|Q_{1\mathcal{A}}| = |Q_1| + \frac{1}{2}\Delta Q_{\Sigma}, \qquad (2.28)$$

$$|Q_{2\mathcal{A}}| = |Q_2| - \frac{1}{2}\Delta Q_{\Sigma}$$
, (2.29)

$$L_{\rm u,d} = Q_{\rm 1,d} - Q_{\rm 2,d}, \tag{2.30}$$

$$\varepsilon_{\rm g} = \frac{Q_{2\rm g}}{L_{\rm ug}},\tag{2.31}$$

где  $\Delta Q_{\Sigma} = \Delta Q_{H1} + Q_{\Delta P} + \Delta Q_{HP}$  – суммарные потери в регенеративном TO,  $\Delta Q_{H1} = 0.5 \cdot (1 - \eta_p) \cdot Q_P$  – потери на недорекуперацию,

 $Q_{\Delta P} = \Delta P \cdot \frac{G}{\rho}$  – потери на гидравлические сопротивления,

 $\Delta Q_{HP} = A_H \cdot \lambda_{\Theta \Phi} \cdot F_p \cdot (T_{\Gamma} - T_X) \cdot 1/l_p$  – потери теплопроводности по корпусу и насадке РГ.

Как видно, из зависимостей (2.28-2.31) потери снижают действительную холодопроизводительность и повышают тепловую мощность, отводимую от компрессорной полости и увеличивают действительную работу цикла [].

Представленные зависимости показывают, что для данной XM увеличение давления заправки не целесообразно выше 2 МПа. Кроме того, они позволяют установить связь между давлением заправки и частотой вращения привода  $P_3 = f(n)$ , соответствующие максимальным значениям действительной холодопроизводительности []. Вид корреляционной кривой  $P_3 = f(n)$  для ГХМ с базовыми проектировочными параметрами: холодопроизводительностью 10 Вт, температурами ТХ –  $T_x$ = 150 К, ТГ – T= 360 К, давлением заправки  $P_3$ =3·10<sup>5</sup> Па, частотой вращения привода 1000 об/мин представлена на рисунке 2.19.

Представленные рабочие характеристики справедливы для XM с переменными относительными параметрами: т – относительной температурой,

S - приведённым «мёртвым» объёмом, X – относительным «мёртвым» объёмом,

К - относительным описанным объёмом рабочих полостей.



Рисунок 2.19 – Зависимость рабочих интервалов давлений заправки и частот вращения привода

Зависимость характеристик ГХМ при переменной относительной температуре τ может характеризовать её поведение на переходных режимах, на этапе выхода XM на установившейся режим. Вариант с переменным «мёртвым» объёмом Х XM относительным может касаться С переключающимся РГ, а переменный относительный описанный объём, актуален для схем с дополнительно подключаемыми или отключаемыми компрессорными рабочими полостями. Значения величин менялись интервалах:  $\tau$ =1,2-3,6, X=0,2-2,5,K=0,1-4. Из представленной зависимости на рисунке 2.19 видно, что область совпадения графиков находится в диапазоне значений давления заправки от 0,9 до 1,7 МПа и частоты вращения привода от 700 до 1100 об/мин. Это означает, что в данной области влияние т, X и K на P<sub>3</sub> и n ничтожно мало. Следовательно, данный диапазон является областью с устойчивыми энергетическими характеристиками ГХМ. Он может быть рекомендован, как область предпочтительных рабочих режимов с точки зрения максимальной действительной холодопроизводительности. Представленные на рисунке 2.18 характеристики позволили обобщить полученные результаты в виде аппроксимирующей зависимости:

$$p = 1700 \cdot n - 0.1119 \cdot 10^6. \tag{2.32}$$

Если представить максимальный описанный объём детандерной полости через площадь поршня и амплитуду перемещения привода, то выражение

(2.26) примет вид:

$$Q_2 = F_n \cdot H_{max} \cdot P_{cp} \cdot \pi \cdot K \cdot \frac{\delta \cdot \sin\theta}{1 + (1 - \delta^2)^{0.5}}.$$
 (2.33)

Из этого выражения видно, что холодопроизводительность может быть реализована в широком диапазоне варьирования давления заправки и амплитудой  $H_{max}$  привода ГХМ. При этом, чем больше давление заправки, тем меньше амплитуда перемещения элементов привода ГХМ. При расчете ГХМ исходное значение холодопроизводительности и давления заправки при прочих относительных будет одинаковых параметрах определять Чем размеры базовое геометрические машины. меньше значение холодопроизводительности и выше давление заправки, тем меньше амплитуда перемещения поршня. При увеличении давления заправки от 2 до 15 атм. величина амплитуды перемещения уменьшается от 10 до 5 мм (рисунок 2.20)



Рисунок 2.20 – Зависимость амплитуды перемещения поршня от давления заправки

При этом проектируемые XM будут сохранять геометрическое подобие. Частота вращения привода будет соответствовать представленным выше соотношениям с давлением заправки. При базовых значениях холодопроизводительности в десять раз меньше величина амплитуды перемещения поршня будет составлять доли миллиметра. Это объясняет низкий уровень холодопроизводительности термоакустических машин – малым значением PB, участвующим в цикле.

## 3. РАСЧЕТ ЭЛЕМЕТНОВ КГМ

## 3.1 Конструкции регенераторов

Известны три варианта размещения регенератора (РГ) в КГМ.

Выносной РГ, который позволяет выполнить высокоэффективные аппараты внешнего теплообмена (ABT) с развитой поверхностью. Недостатком такого конструктивного решения является необходимость увеличения размеров и массы низкотемпературной части машин, "мертвых" объемов, что приводит к возрастанию потерь из-за теплопритоков и внутренними тепловыми потоками.

Во втором варианте используется кольцевое размещение РГ вокруг цилиндра машины, что позволяет существенно уменьшить размеры низкотемпературной части машины. Конструктивно он сложнее предыдущего варианта и требуется герметизировать участок между втулкой и цилиндром. Такой тип РГ установлен в серийно выпускаемых машинах фирмы "Филипс", а насадка выполнена из медной проволочной путанки. Самым распространенным является вариант размещения РГ внутри вытеснителя КГМ, что позволяет существенно уменьшить размеры низкотемпературной части КГМ. Такой РГ применим в стационарных машинах малой и средней холодопроизводительности.

На эффективность РГ влияет технология изготовления насадки. Для сохранения постоянной пористости по всему объему аппарата требуется равномерное сжатие насадки.

#### 3.2. Особенности работы регенераторов в составе КГМ

Газ поступает в РГ в определенном термодинамическом состоянии, передает избыточную тепловую энергию материалу насадки и выходит из РГ В другом состоянии. Этот процесс называется периодом "теплого воздействия", в течении которого температура каждого участка насадки повышается. В результате расширения в детандерной полости КГМ газ охлаждается и поступает обратно в РГ. Происходит отвод теплоты, накопленной в насадке, при этом снижается температура каждого участка насадки РГ, а газ после "холодного контакта покидает аппарат в конечном состоянии, имея температуру, которая на несколько градусов ниже исходной.

В идеальном случае организации процесса регенерации теплоты в аппарате будет наблюдаться постоянство изменения градиента температуры вдоль РГ, а также разности температур между насадкой и газом при различных направлениях движения РВ. Амплитуда колебаний температуры каждого участка насадки должна быть бесконечно малой величиной. Однако в реальной работе РГ выполнение таких противоречивых требований не удается достичь. Для обратимости процесса ТО он должен протекать бесконечно медленно, а в действительности РГ работает с повышенной частотой, которая совпадает с частотой работы КГМ. В конструктивном отношении достигается упрощение, т.к. нет второго параллельно работающего РГ и переключающих клапанов, как в установках криогенной техники, с другой стороны это приводит к повышению необратимости процесса ТО.

Повышение интенсивности ТО за счет увеличения массовой скорости газа приводит к возрастанию гидравлических сопротивления насадки. Повышение эффективности на практике достигается увеличением площади теплообменной поверхности аппарата. Применяются тонкие проволочки, расположенные так, чтобы путь движения газа был максимально извилистым.

Особенностями работы РГ являются следующие конструктивные решения: первое – его газовые полости включены в рабочий объем машины т. к. они составляют около 70% от всего «мёртвого» объема КГМ. Это снижает удельную холодопроизводительность. Удлинение каналов РГ приводит к повышению гидравлического сопротивления, что снижает эффективность КГМ.

В РГ используются сетчатые и насыпные насадки. Плетенные металлические сетки обычно изготовляют из мягкой отожженной проволоки. Для РГ ступеней охлаждения, работающих в диапазоне значений температур 300-400 К, применяются сетки из латуни или фосфористой бронзы. В высокотемпературных РГ находят применение сетки из коррозионностойкой стали или никеля.

Существенным недостатком сетчатых насадок является их малая теплоемкость, т.к. объем металла занимает менее 30% общего объема набивки РГ. Вследствие пористой структуры насадки, пронизанной криволинейными каналами, строгое математическое описание потока газа затруднено.

## 3.3 Приближенная методика расчета характеристик РГ

В термодинамической теории тепловых двигателей в качестве эталонных принято рассматривать теоретические циклы, характеризуемые обратимостью всех процессов и неизменностью физических свойств РВ. Идеальный цикл Стирлинга, состоящий из двух изотерм и двух изохор, имеет термический КПД, определяемый температурным интервалом между нагревателем и холодильником  $(T_1 - T_2)$  и степенью сжатия  $r = V_1/V_2$ .

Одним из основных узлов ДС является РГ, работающий по принципу термоаккумуляции, уменьшая расход топлива и увеличивая КПД системы.

Одновременно РГ берет на себя функции холодильника, помогая возвращению РВ в исходное, более холодное состояние. В этом случае КПД цикла определяется по формуле:

$$\eta_{tR} = 1 - \frac{\{(\tau - 1)(1 - \sigma) - (k - 1)\ln(\varepsilon)\}}{\{(\tau - 1)(1 - \sigma) - \tau(k - 1)\ln(\varepsilon)\}}$$
(3.1)

где  $\tau = T_{mx}/T_{mn}$ ;  $\varepsilon = v_{mx}/v_{mn}$  - степень сжатия ,  $v_{mx}$  и  $v_{mn}$  - максимальное и минимальное значение удельных объемов в изотермических процессах.,

σ-степень регенерации.



Рисунок 3.1 – зависимость степени регенерации от КПД

В литературе по циклам и ДС распространено утверждение, что теоретический КПД идеального цикла Стирлинга с РГ может равняться КПД цикла Карно, работающего в том же температурном интервале. Такое мнение является следствием предположения, что степень регенерации  $\sigma$  может принимать значения, сколь угодно близкие к единице. Так, например, в работе [], оценивая КПД ДС, полагали, что  $\sigma$  может принимать значения 0.8-0.9. Заметим, что при  $\sigma = 1$  КПД цикла Стирлинга будет равен КПД цикла Карно, однако эти значения степени регенерации в [4] получены при рассмотрении процессов в противоточном ТО, а не работы поршневого теплового двигателя с внешним подводом тепла, каковым является ДС.

Такая 'идеализация" идеального цикла Стирлинга может помешать реальной оценке роли цикла Стирлинга в иерархии термодинамических циклов, применяемых при конструировании тепловых машин. В работе [2] отмечено, что степень регенерации ДС не может быть больше 0.5. Для уточнения такого прогноза был рассмотрен процесс тепловых потерь в РГ. Предполагалось, что отдельные факторы, влияющие на процесс, не зависят друг от друга. В частности, интенсивность теплообмена газа с насадкой, осевые тепловые потоки, проходящие по насадке, а также интенсивность теплообмена газа со стенками РГ не влияют друг на друга.

Тепловые потери в результате недорекуперации складываются из трех составляющих.

$$\Delta Q_n = \Delta Q_{n_1} + \Delta Q_{n_2} + \Delta Q_{n_3} \tag{3.2}$$

где  $\Delta Q_{n_1}$  – потери вследствие неидеальности теплообмена между газом и насадкой;  $\Delta Q_{n_2}$  – потери, обусловленные осевыми тепловыми потоками, которые проходят по насадку и стенкам РГ;  $\Delta Q_{n_3}$  – потери, в результате теплообмена газа со стенками РГ.

Погрешность в расчете  $\Delta Q_n$  может достигать 10-15% действительных значений потерь.

Опишем фрагмент расчета потерь  $\Delta Q_{n_1}$ , которые обусловлены реальными температурными напорами между газом и насадкой при теплом и холодном воздействии, а также колебаниями температуры насадки в течение рабочего цикла:

$$\Delta Q_{n_1} = \frac{A_n c_{pt}}{\tau_0 F_n} \int_0^{\tau_0} |G_{tz}| \frac{Q_t}{\alpha_t} d\tau + (\frac{A_n}{6})^2 (\frac{G_{nc} c_{pt}}{M_n c_{nt} / \tau_0})^2 G_{nz} c_{pt} (T_{0t} - T_x)$$
(3.3)

Здесь  $\tau_0 = \tau_1 + \tau_2$  – время рабочего цикла машины, с;

 $\tau_1, \tau_2$  – продолжительности "горячего" и "холодного" периодов;  $F_n$  – площадь теплопередающей поверхности;  $T_{0t}, T_x$  – температуры газа на "горячем" и "холодном" конце насадки РГ;  $c_{pt}, c_{nt}$  – удельные массовые теплоемкости газа и насадки РГ при температуре  $T_{0t}$ ;  $M_n$  – масса РГ;  $G_t$  – массовый расход газа;

 $\alpha_t$  – коэффициент теплоотдачи на "теплом" конце аппарата;  $G_t$  – расход газа;  $Q_t$ – условная тепловая нагрузка РГ;  $G_k = \Delta M_t / \tau_{01}$  – усредненный по времени расход газа на "теплом" конце аппарата;  $\Delta M_t$  – масса газа, проходящего через "теплый" участок РГ в обоих направлениях движения в течение одного

рабочего цикла;  $A_n$  – безразмерный поправочный коэффициент, учитывающий непостоянство тепловой нагрузки РГ по его длине; для РГ первых ступеней охлаждения КГМ значения  $A_n = 1,25 - 1,40$ .

В результате приближенного интегрирования в (3.2) получено:

$$\frac{1}{\tau_{0n}} \int_{0}^{\tau_{0}} |G_{tz}| \frac{Q_t}{\alpha_t} d\tau = (1,05-1,1) \frac{G_{tc} Q_{tc}}{\alpha_{tc}}$$
(3.4)

где  $Q_{tc}$ - среднее значение тепловой нагрузки вычисляется таким образом

$$Q_{tc} = c_{pt}G_{tc}(T_{0t} - T_x) \pm 2V_p (p_{mx} - p_{mn})/\tau_0$$
(3.5)

Здесь  $\alpha_{tc}$  – среднее значение коэффициента теплоотдачи между газом и насадкой, рассчитанное по среднему расходу газа;

*G<sub>tc</sub>*, *p<sub>mx</sub>*, *p<sub>mn</sub>* – максимальное и минимальное давления в цикле. *V<sub>p</sub>* – свободный или «мёртвый» объем РГ.

С помощью поправочного коэффициента  $A_n$  учитывается переменность расхода газа по длине РГ и изменение теплофизических свойств в зависимости от температуры.

Рассмотрим участок методики расчета составляющей потерь, обусловленных осевыми тепловыми потоками, которые проходят по насадку и стенкам РГ. Они складываются из потерь вследствие теплопроводности материала насадки РГ и потерь, вызванных тепловым потоком, проходящим через стенки корпуса РГ:

$$\Delta Q_{n_2} = A_n \pi (d_p / l_p) (T_{0t} - T_x) \left( \lambda_{ef} d_p + \lambda_s \delta_s \right)$$
(3.6)

где  $d_p$  и  $l_p$  – диаметр и длина РГ;  $\lambda_s \lambda_{ef}$  – коэффициент теплопроводности материала стенки РГ при температуре  $T_p$  Эффективное значение теплопроводности  $\lambda_{ef}$  насадка РГ из проволочных сеток, который может быть вычислен по формуле

$$\lambda_{ef} = \frac{1}{s_w} \cdot \frac{\sigma \lambda_n}{0.694 / [(p_c/E_n) \cdot s_w \cdot (1 - \mu^2)]^{0.333} + 1.247 (1 + l_w/d_w)} + \frac{\lambda_n \lambda_g}{\varepsilon_0 \lambda_n + (1 - \varepsilon_0) \lambda_g}$$
(3.7)

Здесь  $s_w = (\delta_w/d_w)^2$ ,  $\delta_w$ ,  $d_w$ , – шаг плетения и диаметр проволочки;

 $\lambda_w, \lambda_g$  – коэффициенты теплопроводности материала насадки и газа при температуре  $T_p$ ;  $\sigma, \varepsilon_0$  – степень уплотнения и пористость насадки, находящийся под нагрузкой (при идеальной упаковке  $\sigma = 1$ ) – коэффициент Пуассона;

*Е*<sub>*n*</sub> – модуль упругости материала насадки; *р*<sub>*c*</sub> – давление сжатия насадки.

Несмотря на то, что площадь поверхности существенно меньше площади теплопередающей поверхности теплообмен газа со стенками приводит к снижению холодопроизводительности.

При анализе процесса теплообмена газа со стенками РГ использована аналогия с процессом переноса теплоты поршнем или вытеснителем. Для варианта РГ с тонкими стенками РГ предложена следующая формула:

$$\Delta Q_{n_3} = 0.5 f_s \frac{\alpha_{tc}}{\tau_0} \left( \frac{A_n \Delta M_t c_{pt}}{M_n c_{nt}} \right)^2 \left[ \frac{1}{\sqrt{B_1^2 + m^2}} + \frac{B_1}{B_1^2 + m^2} \right] (T_{0t} - T_x)$$
(3.8)

Здесь  $B_1 = \alpha_{tc}/(\rho_s c_s \delta_s)$ ,  $m = 2 \pi/\tau_0$ ,  $f_s = \pi d_p l_p$  – площадь боковой поверхности стенки корпуса;  $M_n$  – масса насадки;  $\alpha_{tc}$  – средний коэффициент теплоотдачи от газа к насадке в теплом сечении РГ;  $\delta_s$  – толщина стенки корпуса РГ;  $\rho_s c_s$  – плотность материала насадки;  $c_{pt_s}, c_n, c_s$  – удельные массовые теплоемкости газа, материалов насадки и стенки корпуса РГ.

Установлено, что составляющая тепловых потерь  $\Delta Q_{n_3}$  и эффективность аппарата в основном зависимость от материала стенки корпуса РГ. Поэтому значительное уменьшение тепловых потерь РГ можно достичь путем использования материалов с низкой теплопроводностью (текстолит, капролон и т.п.) или тонкостенных оболочек из коррозионностойкой стали.

Эффективность передачи теплоты в РГ оценивается по КПД:

$$\eta_p = Q_{dp}/Q_{np} = (Q_{np} - \Delta Q_n)/Q_{np}$$
(3.9)

где  $Q_{dp}$  – действительно перенесенное количество теплоты в реальном РГ;

 $Q_{np}$  – количество теплоты, передаваемое в единицу времени от газа к насадке при течении газа в одном направлении в идеальном случае, которое вычисляется по формуле (3.5).

Приближенный расчет гидравлического сопротивления насадки РГ выполняется по параметрам в среднем сечении ( $T = T_p$ )[]. Потери давления при трении газа в насадке РГ находятся следующим образом:

$$\Delta p_p = 0.5\xi_p (l_p/d_p) \cdot w_{pc}^2 / \rho_p \tag{3.10}$$

Здесь  $\xi_p = 4,074 -$ коэффициент трения газа в насадке;

 $w_{pc} = G_{pc}/S_p$  – средняя массовая скорость газа в среднем сечении РГ;

 $\rho_{pc} = 0,5 (p_{mx} + p_{mn})/(R_g T_p)$  – плотность газа в этом месте.

Критерий Рейнольдса:  $Re_p = w_{pc}d_{ek}/\mu_p$ ,

где  $\mu_p$  – динамическая вязкость газа при температуре  $T_p$ .

Потери холодопроизводительности КГМ, обусловленные гидравлическим сопротивлением насадки РГ, вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_{xtr} = \Delta p_p \, V_{od} / \tau_0 \tag{3.11}$$

Суммарные тепловые и гидравлические потери, влияющие на эффективность работы РГ, находятся так:

$$\Delta Q_p = \Delta Q_n + \Delta Q_{xtr} \tag{3.12}$$

Как видно, учет различных видов потерь энергии в РГ позволяет полнее выполнить анализ эффективности его работы. В упомянутых выше публикациях [2], нет ссылок на источник [3] и достоверность такой методики не поставлена под сомнение.

Описанная методика была реализована на Турбо Паскале. Для тестирования программы использован вариант решения примера, приведенного в []. Дополним эти данные результатами установления такого значения *d<sub>p</sub>* при котором суммарный уровень потерь энергии будет минимальным.

Задача формулировалась следующим образом. Исходные данные предполагались известными из расчета адиабатной модели цикла

одноступенчатой КГМ Стирлинга: холодопроизводительность  $Q_{xt} = 2043$  Вт; масса газа, перетекающего через теплый и холодный участки РГ в обоих направлениях  $\Delta M_t = 16,68 \cdot 10^{-4}$  кг и  $\Delta M_x = 21,5 \cdot 10^{-4}$ кг. Время "теплого дутья"  $\Delta \tau_t = 18,17 \cdot 10^{-3}$  с, продолжительность "холодного дутья"  $\Delta \tau_x = 235 \cdot 10^{-3}$ с. Суммарное время  $\Delta \tau_0 = \Delta \tau_t + \Delta \tau_x = 41,67 \cdot 10^{-3}$  с.

Выбирается конструкция РГ выносного типа, в котором насадка размещается внутри тонкостенной обечайки из коррозионно-стойкой стали с толщиной стенки  $\delta_s = 0.5 \cdot 10^{-3}$  м. В качестве насадки предполагается сетка из фосфористой бронзы №004, имеющая пористость  $\varepsilon_0 = 0.658 \text{ м}^3/\text{m}^3$ , диаметр проволочки  $d_{ws} = 0.03 \cdot 10^{-3}$  м, удельную поверхность  $s_0 = 45662 \text{ m}^2/\text{m}^3$ ; эквивалентный диаметр  $d_{ek} = 0.0577 \cdot 10^3$  м; вместимость «мертвого» объема РГ  $V_p = 1.10^{-4} \text{ m}^3$ .

Цель расчета РГ заключается в определении тепловых потерь аппарата и выбор его приемлемых размеров.

В ходе расчетов варьируется диаметр РГ, находится его высота и остальные параметры, характеризующие различные виды потерь энергии и его эффективность.

Подобный алгоритм относится к одному из вариантов метода поиска при анализе целевой функции безусловной оптимизационной задачи [2, 3].

Результаты расчетов приведены в таблице 3.1

<i>d</i> <sub><i>p</i></sub> . мм	50	60	70	80	90
$\Delta Q_{n1}$ , BT	151,1	171,9	191,7	210,7	229,2
$\Delta Q_{n2}, \mathbf{BT}$	11,4	22,2	39,4	64,9	101,1
$\Delta Q_{n3}, \mathbf{BT}$	20,7	15,2	11,7	9,4	7,7
$\Delta Q_n$ , BT	183,2	209,3	242,8	385,0	338,0
$\Delta Q_{tr}$ , BT	1505,8	504,3	200,0	89,8	44,3
$\Delta Q_p, BT$	1689	713,6	442,8	374,7	382,2

Таблица 3.1

$\eta_{_{p}}$	0,969	0,987	0,992	0,993	0,993

Как видно, с увеличением диаметра РГ от 50 до 90 мм, возрастают тепловые потери  $\Delta Q_{n1}$  и  $\Delta Q_{n2}$ , а составляющая  $\Delta Q_{n3}$  снижается. Впрочем, значение  $\Delta Q_{n3}$  по абсолютной величине мало по сравнению с  $\Delta Q_{n1}$ . Более существенные изменения наблюдаются с составляющей, учитывающей гидравлические потери при движении газа через насадку.

Анализ изменения суммарных потерь энергии с возрастанием  $d_p$  показывает, что в окрестности  $d_p = 80$  мм имеется минимум. Для уточнения этой координаты были вычислены значения целевой функции внутри интервала изменения диаметра РГ от 80 до 90 мм и результаты представлены в таблице 3.2. Дополнительно размещены величины длины РГ.

<i>d</i> <sub><i>p</i></sub> . мм	80	82	84	86	88	90
<i>l</i> <sub><i>p</i></sub> , мм	30,0	28,8	27,4	26,2	25	23,9
$\Delta Q_n$ , BT	385,0	294,7	304,8	315,3	326,4	338,0
$\Delta Q_{tr}, \mathbf{BT}$	89,8	77,4	67,0	58,2	50,7	44,3
$\Delta Q_p, \operatorname{Bt}$	374,7	372,0	371,7	373,5	377,1	382,2
$\eta_p$	0,993	0,993	0,993	0,993	0,993	0,993

Таблица 3.2

Согласно полученным результатам экстремум величины  $\Delta Q_p$  достигается при диаметре  $d_p = 84$  мм. Соответствующая длина РГ равна 27,4 мм. Следует отметить, что эти результаты получены в рамках решения безусловной задачи оптимизации. При этом длина РГ оказалась примерно в три раза меньше его диаметра и составила 27,4 мм. Для такого соотношения размеров течение газа через насадку будет преимущественно в радиальном направлении, что скажется на его эффективности.

На практике подобные задачи формулируются как условные задачи оптимизации, в которых накладываются ограничения на изменение

переменных, в данном случае диаметра и длины РГ, чтобы  $d_p/L_p \le 2$  К тому же экстремум выражен размыто и значения целевой функции для диаметров от 80 до 88 мм мало отличаются. Поэтому с практической точки зрения можно выбрать меньшее значение диаметра РГ, например, равного 0,075 мм, при котором длина  $L_p = 34$  мм, отношение  $d_p/L_p \approx 2$ , суммарные потери  $\Delta Q_p = 394.9$  Вт,  $\eta_p = 0.933$ .

Таким образом, на основе решения задачи нелинейного программирования, при соблюдении условия, чтобы диаметр РГ не превышал более чем в два раза его высоту, находится минимальное значение суммарных потерь энергии при обеспечении рабочего цикла РГ.

#### 3.4 Анализ влияния процесса теплообмена на показатели КГМ

Одна из проблем, возникающих при разработке КГМ – оптимизация на стадии проектирования важнейших характеристик, существенно ускоряющая доводку устройства. Эта задача решается созданием алгоритмов оптимизации. В пакет программ входят математические модели нестационарных термогазодинамических процессов [], предназначенные для детальных рабочего процесса КГМ выбранной B исследований конструкции. нестационарных математических моделях С распределенными термогазодинамическими величинами в качестве эмпирических параметров используются коэффициенты теплообмена и гидравлического сопротивления. В настоящее время нет исчерпывающей экспериментальной информации относительно коэффициентов теплообмена в нестационарных условиях работы КГМ.

Ниже представлены результаты влияния интенсивности исследование теплообмена в РГ и полости расширения на холодопроизводительность микрокриогенных ГХМ. Расчеты проводились на ЭВМ по унифицированному алгоритму [2], который учитывает нестационарные продольные градиенты температуры и давления газа, температуры поверхностей теплообмена в РГ и ТН, а также изменение объема, смешение газовых потоков и теплообмен

между газом и стенкой в полости расширения машины. Принципиальная схема исследуемой КГМ Стирлинга представлена на рисунке 3.4. Геометрические характеристики:  $(l/d)_p = 2,55$ ;  $V_p/V_0 = 2,1$ ; гидравлический диаметр насадки 0,865-10<sup>-4</sup> м; температура окружающей среды 300 К; РВ — гелий. Здесь *d*, *l* — диаметр и длина РГ;  $V_p$ ,  $V_0$  — объем РГ и описанный объем полости расширения.



Рисунок 3.2 – Структурная схема КГМ Стирлинга

Полезная холодопроизводительность КГМ определяется в унифицированной методике расчета как:

$$q_0 = q_{\Pi} + q_{\rm TH}, \tag{3.13}$$

Процессы энергообмена в полости расширения описываются уравнением:

$$\frac{d}{dt}(m_{\rm II}c_{\nu}T_{\rm II}) = -p_{\rm II}\frac{dV}{dt} + G_{\rm TH}c_{\mu}T_{\rm TH} - q_{\rm II}(t), \qquad (3.14)$$

где  $q_{\rm n}(t) = \alpha_{\rm n} F_T (T_{\rm cn} - T_{\rm n})$  – тепловой поток между газом и стенкой полости;  $\alpha$  – коэффициент теплообмена; m – масса газа; V – объем полости;  $c_v, c_p$  – изохорная и изобарная удельные теплоемкости газа; p – давление газа;  $F_T$  – поверхность теплообмена в полости; t – время;  $T_{\rm cn}, T_{\rm n}$  – температура стенки и газа; п –полость; тн – теплообменник нагрузки. Тогда:

 $q_{\rm m}(t) = -\frac{d}{dt}(m_{\rm m}c_{\nu}T_{\rm m}) + p_{\rm m}\frac{dV}{dt} - G_{\rm TH}c_{p}T_{\rm TH.}$ (3.15)

После интегрирования:

$$q_{\Pi} = \frac{1}{\tau} \oint \left[ -\frac{d}{dt} (m_{\Pi} c_{\nu} T_{\Pi}) + p_{\Pi} \frac{dV}{dt} - G_{\rm TH} c_{p} T_{\rm TH} \right] dt, \qquad (3.16)$$

где первый член характеризует изменение внутренней энергии газа в полости расширения, второй – изменение объема полости, третий – энергообмен полости с TH, *т* – длительность рабочего цикла КГМ.

Процессы теплообмена в ТН описываются уравнением энергии для газового потока:

$$\frac{\partial}{\partial t} \cdot \frac{Fp}{k-1} + \frac{\partial}{\partial x} G_{\rm TH} c_p T_{\rm TH} = -\frac{4\alpha F}{d_{\rm r}} (T_{\rm TH} - T_c), \qquad (3.17)$$

где *d*<sub>г</sub> – гидравлический диаметр; *k* – показатель адиабаты.

Тепловой поток *q*<sub>тн</sub> между газом и стенкой ТО определяется в результате интегрирования уравнения (3.17):

$$q_{\rm TH} = \frac{1}{\tau} \oint \int_{0}^{l} \frac{4\alpha F}{d_{\rm r}} (T_c - T_{\rm TH}) dx dt = = \frac{1}{\tau} \oint \int_{0}^{l} \frac{F_p}{k - 1} dx dt + \frac{1}{\tau} \oint \int_{0}^{l} \frac{\partial}{\partial x} G_{\rm TH} c_p T_{\rm TH} dx dt.$$
(3.18)

Общая формула для расчета полезной холодопроизводительности КГМ имеет следующий вид ( член  $\frac{1}{\tau} \oint \left[ -\frac{d}{dt} (m_{\Pi} c_{\nu} T_{\Pi}) \right] dt = 0$  в силу цикличности изменения параметров газа в полости):

$$q_{0} = \frac{1}{\tau} \left[ \oint p_{\Pi} dV - \oint G_{\rm TH} c_{p} T_{\rm TH} dt + \oint \int_{0}^{l} \frac{4\alpha F}{d_{\rm r}} (T_{c} - T_{\rm TH}) dx dt \right].$$
(3.19)

В идеальных условиях процессы в полости расширения и ТН изотермичны  $(T_c = T_{TH} = const; G_{TH} \Big|_0^{\tau/2} = G_{TH} \Big|_{\tau/2}^{\tau}; T_{TH} \Big|_0^{\tau/2} = T_{TH} \Big|_{\tau/2}^{\tau}),$  поэтому второй и третий члены в уравнении (3.19) равны нулю. Тогда последнее преобразуется в известное выражение для расчета индикаторной холодопроизводительности КГМ:  $q_i = \frac{1}{\tau} \oint p_{\Pi} dV.$ 

Результаты численного исследования рабочего процесса КГМ представлены на рисунке 3.4.2 Для расчета коэффициента теплообмена в полости расширения использовалась зависимость  $Nu = 0,285 Re^{0,8} + 500$ , полученная в [3] для поршневых компрессоров. Применимость этой формулы для КГМ Стирлинга подтверждена в [].

Исследования показали, что значительное влияние коэффициента теплообмена в РГ на величину полезной холодопроизводительности  $q_0$ наблюдается до  $\bar{a}_p = 10^3 \text{ Br}/(\text{M}^2 \cdot K)$ . При  $\bar{a}_p = 10^3 - 10^4 \text{ Br}/(\text{M}^2 \cdot K)$ зависимость  $q_0$  от  $\bar{a}_p$  слабее. В этом диапазоне лежат реальные значения  $q_0$ современных КГМ ( $V_0 = (1 - 80) \cdot 10^{-5} \text{ M}^3$ ). Увеличение коэффициента теплообмена в РГ выше  $10^4 \text{ Br}/(\text{M}^2 \cdot K)$  практически не изменяет уровень  $q_0$ .

В настоящее время процессы теплообмена в полостях расширения КГМ изучены мало. Конструктивное выполнение ТН и полости расширения в виде сопряжения элементов с резким изменением площади поперечного сечения приводит к образованию вихрей [5] и к интенсификации теплопередачи. Пульсационный характер рабочего процесса и кратковременность цикла способствуют поддержанию среднего уровня турбулизации газового потока в полости. Интенсивность вихреобразования зависит от величины объема полости, соотношений  $l/d_{цил}$  и  $d_{цил}/d_{тн}$ , а также значения скорости газового потока на входе в полость. Величина скорости определяется перемещением поршня, газообменом с ресиверами высокого и низкого давления или обоими факторами одновременно. Поэтому уровень турбулизации газового потока и, следовательно, величина коэффициента теплообмена зависят от конкретных условий.

Для КГМ Стирлинга зависимость параметра  $q_{oct}$  от значения  $\bar{a}_p$  более существенна, так как улучшение теплообмена в РГ приводит к одновременному увеличению  $q_0$  и уменьшению  $q_i$ .



Рисунок 3.3 – Влияние величины среднего за цикл и по длине регенератора коэффициента теплообмена на холодопроизводительность КГМ: Стирлинга

 $(T_0 = 80 K, n = 1000 \text{ об/мин}, W = 4, \varphi = 90 \text{ град})$ 

Параметрические исследования показали уменьшение влияния величины коэффициента теплообмена в РГ на эффективность КГМ при  $\bar{a}_p > 10^4$  Вт/(м<sup>2</sup>·K).

Интенсивность теплообмена в полости расширения, зависящая от конкретных условий, определяет соотношение между тепловыми потока – через стенки полости и TH, которое необходимо учитывать при стыковке КГМ с охлаждаемым объектом.

При известном соотношении между значениями индикаторной и полезной холодопроизводительностей КГМ унифицированная методика может быть использована для оценки существующих и получения новых зависимостей для определения коэффициента теплообмена в полости расширения.

# 4. АНАЛИЗ НАДЕЖНОСТИ МАШИН И ДВИГАТЕЛЕЙ СТИРЛИНГА

## 4.1. Основные понятия теории надежности

Надежностью называется свойства энергетических, технических систем длительно сохранять и устойчиво воспроизводить в процессе эксплуатации рабочие характеристики [1].

Под отказом понимается выход за допустимые пределы хотя бы одного параметра агрегата, характеризующего качество или количество вырабатываемой продукции. Используется и другое определение: отказ – потеря функциональных свойств элемента или всей системы [1,2].

Теория надежности изучает и разрабатывает общие методы анализа и обеспечения надежности при проектировании, строительстве и эксплуатации устройств и систем.

Анализ надежности работы устройства отражает два главных подхода[1,2]:

1) вероятностная оценка работоспособности, так как продолжительность работы системы обусловливается рядом случайных факторов, предвидеть воздействия которых на работу элемента не представляется возможным.

2) учет времени работы. Основным свойством понятия надежности является вероятность безотказной работы элемента в течение заданного времени или его долговечность.

По своим последствиям отказы могут быть легкими – легкоустранимыми, средними, не вызывающими разрушений других узлов, и тяжелыми, вызывающими вторичные разрушения, а иногда и человеческие жертвы [1,2].

По возможности дальнейшего использования устройства отказы разделяют на полные, исключающие возможность работы системы до их устранения, и частичные, при которых устройство может частично использоваться, например, с неполной мощностью.

Причины отказов делятся на случайные и систематические [1,2].

Случайные причины – это непредусмотренные перегрузки, дефекты материала и погрешности изготовления, ошибки обслуживающего персонала или сбои системы управления. Они обычно вызывают отказы при действиях в неблагоприятных сочетаниях [1,2].

Систематические причины – это закономерные явления, вызывающие постепенное накопление повреждений через влияние среды, времени, температуры – коррозия, старение; механические нагрузки сказываются на усталости, ползучести, износе. Функциональные воздействия – засорения, залипания, утечки.

При возникновении отказов функционирования аппарат не может дальше выполнять своих рабочих функций. Они могут быть внезапными или постепенными, но приводят к тому, что дальнейшая его эксплуатация без ремонта становится невозможной[1,2].

Для сложных агрегатов характерны параметрические отказы, когда его параметры выходят за установленные в конструкторской документации

пределы, но сам агрегат в состоянии еще выполнять возложенные на него функции. При этом допустима эксплуатация аппарата, хотя для нормальной работы требуется его отремонтировать или заменить. [1,2]

В соответствии с этими причинами и характером развития и проявления отказы подразделяются на внезапные (поломки от перегрузок), постепенные по развитию и внезапные по проявлению (усталостные разрушения и т. п.) и постепенные (износ, старение, коррозия, залипание). Внезапные отказы вследствие своей неожиданности более опасны, чем постепенные [1], [3].

При анализе надежности объекта очень важна четкая формулировка критерия отказа.

Показатель надежности – это количественная характеристика одного или нескольких свойств, составляющих надежность объекта. Если он характеризует одно из свойств надежности, то называется единичным [1 –5].

Безотказность (или надежность в узком смысле слова) – свойство устройства непрерывно сохранять работоспособность в течение заданного периода времени или наработки. Единичными показателями, характеризующими безотказность, являются: вероятность безотказной работы; т. е. вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта не возникает; средняя наработка до отказа или на отказ (время работы элемента или системы от начала эксплуатации до первого отказа или между двумя соседними отказами); интенсивность отказов; параметр потока отказов.

Долговечность свойство объекта длительно сохранять работоспособность до предельного состояния при установленной системе технического обслуживания И ремонта. Для конкретных объектов долговечность задается либо в виде календарной продолжительности срока службы, или числом циклов работы. Для невосстанавливаемых изделий понятия долговечности И безотказности практически совпадают. Долговечность герметичных агрегатов, например, холодильных компрессоров, характеризуется полным ресурсом, т. е. наработкой до предельного состояния. Срок службы агрегатов указывают в годах или месяцах [1–5].
Объект является восстанавливаемым, если при возникновении отказа работоспособность объекта может быть восстановлена путем проведения ремонтов. Теплоэнергетические объекты – в основном системы длительного действия [1,2].

Ремонтопригодность – приспособленность объекта к предупреждению и обнаружению причин возникновения отказов, повреждений, и восстановлению работоспособности путем обслуживания и ремонта. Это свойство присуще только восстанавливаемым объектам. Единичными показателями, характеризующими ремонтопригодность, являются: вероятность восстановления в заданное время; среднее время и интенсивность восстановления [1 –5].

Безопасность – способность не создавать ситуаций, опасных для людей и окружающей среды [3]..

Кроме перечисленных основных единичных показателей надежности, применимых для любых элементов, используется ряд специальных показателей надежности элементов: термостойкость, коррозионная стойкость и др. [3, 4].

Для количественного анализа единичных и комплексных показателей надежности используются: теория вероятностей, математическая статистика, теория графов, алгебра Буля и др. [1–5].

Существуют два пути для создания надежных систем. Первый путь – это повышение качества элементов, из которых состоит система; второй – резервирование. Различают следующие его виды: структурное резервирование – использование параллельно работающих элементов. Функциональное резервирование — использование способности элементов выполнять дополнительные функции, повышая надежность работы системы за счет перераспределения функций при отказах элементов. При этом происходит более интенсивная работа других элементов, выполнявших до появления отказа ограниченные функции [1], [3], [4].

Понятия простая и сложная система также связаны с понятиями физического и схемного обеспечения надежности.

Метод физической надежности наиболее применим для анализа отдельных элементов, узлов и простых систем, что обусловлено физическими и химическими свойствами материалов элементов, условиями работы и действующими нагрузками, а также стабильностью характеристик материалов. Этот метод обычно используется при конструктивной разработке отдельных элементов сложных систем, либо при создании простых систем [1], [3, 4].

Метод схемной надежности часто используется на стадии проектной разработки сложной системы при выборе и обосновании рационального резервирования.

Фактический уровень надежность сложной системы обусловлен сочетанием физической и схемной надежностью элементов и узлов.

Надежность систем определяется тремя стадиями: 1) расчетом и проектированием; 2) изготовлением и установкой агрегатов; 3) квалифицированной эксплуатацией.[1], [3–5].

# 4.2 Анализ способов обеспечения надежности машин и двигателей Стирлинга

В газовых машинах Стирлинга добиваются высокой надежности, повышая качество элементов, и используя метод физической надежности, т.к. дублирование элементов приводит к увеличению габаритов КГМ.

Как работе [6], определяющее КПД отмечено В влияние на теплоиспользующих КГМ оказывает эффективность подвода теплового потока высокого потенциала. При их разработке и проектировании возникают трудности, связанные с выбором конструкционных материалов, т.к. для изготовления нагревателей можно применять только металлы, обладающие термостойкостью, которые можно длительное время использовать при температуре 1000...1300 К. Однако, эти металлы менее теплопроводны и труднее обрабатываются, поэтому изготовление развитой поверхности теплообмена осуществляется по специальной технологии, т.к. могут возникнуть участки перегрева и отказ этого элемента.

Важным элементом двигателя Стирлинга (ДС) является РГ. Особенностью конструктивного исполнения варианта РГ, предназначенного для эксплуатации в высокотемпературной области, является применение в качестве теплообменной насадки большого количества тонкостенных капиллярных трубок, изготовленных из коррозионно-стойкой стали. [6],

Ответственный этап конструирования высокотемпературной области теплоиспользующих машин – выбор теплоизоляции, которая должна обладать высокими огнеупорностью и термостойкостью, легко дегазироваться [6].

С точки зрения ремонтопригодности РГ бывают неразборными и разборными. В первом случае крышки припаивают к корпусу обечайки, а во втором – уплотнение часто устанавливают на теплом конце РГ, что допускает использование распространенные уплотнительные материалы. Корпус обечайки РГ обычно изготавливают из коррозионно-стойкой стали [6].

В одном из вариантов использования РГ он исполнялся в виде кольца, охватывающего цилиндрический корпус. После размещения насадки в корпусе РГ, устанавливаются крышки. Для исключения перетечек газа между втулками применяются уплотнительные элементы [6].

Среди основных факторов, определяющих эффективность И долговечность РГ, является обеспечение определенной технологии его сборки при набивке его насадки [6]. При этом необходимо равномерное сжатие насадки для сохранения постоянства ее пористости по всему объему аппарата С помощью пробойника, выполненного из закаленной инструментальной стали, вырубаются сетки. Для точного соблюдения геометрических размеров отдельных сеток проводится периодический контроль угла заточки инструмента. Внутри пробойника помещается сердечник, который при вырубке создает поджатие сетки к подложке, изготовленной из текстолита или плотной резины. После вырубки сетки выравнивают, обезжиривают и укладывают без перекосов в корпус РГ. После размещения в корпусе нескольких сеток, их уплотняют, контролируя высоту секции. После этого в корпус укладывается следующая партия сеток, уплотняется, осуществляется

контроль высоты пакета. Эти операции выполняются до тех пор, пока не будет уложена необходимая масса насадки РГ

Равномерное сжатие и уплотнение насадки по всему объему аппарата, а также сохранение ее формы и характеристик во время работы машины достигается путем установки уплотнительных элементов на теплом и холодном концах РГ. Эти элементы представляют собой решетки с фрезерными пазами и большим числом отверстий, изготовленными из меди или латуни. Практически точечные контакты решетки с сеткой обеспечивают равномерное поле скоростей газа во входном поперечном сечении насадки РГ.

Достижение высокой эффективности аппарата и обеспечение требуемой надежности его работы на практике трудно реализуемы. Например, известно, что с увеличением числа циклов эффективность машины повышается. Однако для обеспечения долговечности работы механизма газораспределения и уплотнений, число циклов выбирается значительно меньше оптимальной величины. [6].

В криогенной машине Стирлинга в качестве приводного механизма используется наиболее и надежный в работе кривошипно-шатунный механизм компрессорного поршня и вытеснителя [6].

Высокая герметичность одноступенчатого микродвигателя Стирлинга обеспечивается за счет уменьшения числа разъемных соединений и применения встроенного электродвигателя с понижающей планетарной передачей. Для увеличения ресурса ее работы на поверхности шестерен, находящихся в контакте, нанесено антифрикционное покрытие.

Таким образом, проведенный анализ способов обеспечения безотказной и долговечной работы узлов и машин Стирлинга показал, что применяется физический метод с использованием тепло – и коррозионностойких материалов и специальной технологии изготовления

### ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

### «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
5БМ5Г	Ковалева Полина Валериевна

Институт	ЭНИН	Кафедра	ТПТ
Уровень	Магистратура	Направление/специальность	Теплоэнергетика и
образования			теплотехника

И	Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и						
pe	ресурсосбережение»:						
1.	Стоимость ресурсов научного исследования (НИ):	Определение и анализ трудовых и					
	материально-технических, энергетических,	денежных затрат, направленных на					
	финансовых, информационных и человеческих	реализацию научного исследования					
2.	Нормы и нормативы расходования ресурсов	ГОСТ Р 51541-99 «Энергосбережение.					
		Энергетическая эффективность»					
3.	Используемая система налогообложения, ставки	Ставка по отчислениям во внебюджетные					
	налогов, отчислений, дисконтирования и	фонды.					
	кредитования						
Π	еречень вопросов, подлежащих исследованию, про	ектированию и разработке:					
1.	Оценка коммерческого и инновационного	Оценка перспективности проведения					
	потенциала НТИ	научного исследования. Практическое					
		применение данных исследований					

2.	Планирование процесса управления НТИ:	Определение этапов работы,				
	структура и график проведения, бюджет, риски и	трудоемкости работы, составление план-				
	организация закупок	графика, сметы затрат.				
3.	Определение ресурсной, финансовой,	Определение научно–технической				
	экономической эффективности	результативности НИР.				
П	Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):					
1.	1. График проведения и бюджет НИР					
2.	Оценка научно – технической результативности HI	AP				
Д	Дата выдачи задания для раздела по линейному графику					

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая	Подпись	Дата
		степень,		
		звание		
Доцент	Попова Светлана Николаевна	к.э.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5БМ5Г	Ковалева Полина Валериевна		

# 5. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение Введение

Целью данного раздела работы является технико-экономическое обоснование научно-исследовательских работ (НИР). Оно проводится с целью определения и анализа трудовых и денежных затрат, направленных на реализацию НИР, а также уровня научно-технической результативности НИР.

В рамках данной работы НИР включают в себя анализ показателей машин Стирлинга. При создании комплекса использовались среда программирования PascalABC.Net. На основе НИР оформлена диссертационная работа в пакете программ Microsoft Office.

Для достижения поставленных целей данного раздела поставлены следующие задачи:

- Определение этапов работы,
- Определение трудоёмкости работы,
- Расчет нарастания технической готовности работ,
- Составление план-графика, сметы затрат,

• Оценка экономической эффективности НИР.

Первоначально производится организация и планирование работ, куда включается определение этапов работы и их трудоемкости.

# 5.1. Организация и планирование работ

При организации процесса реализации конкретного проекта необходимо оптимально планировать занятость каждого из его участников и сроки проведения отдельных работ.

Первоначально составляется полный перечень проводимых работ, и определяются их исполнители и оптимальная продолжительность.

Результатом планирования работ является сетевой, либо линейный график реализации проекта. Наиболее удобным. Простым и наглядным способом для этих целей является использование линейного графика. Для его построения составим перечень работ и соответствие работ своим исполнителям в таблице 5.1. Основные исполнители в проекте инженер (И) и научный руководитель (НР).

Этапы работы	исполнители	Загрузка исполнителей
Формулирование задачи	HP	100%
Составление технического задания на	НР	90%
проект	И	10%
Поиск и изучение литературы	HP	20%
	И	80%
Разработка каленларного плана	HP	80%
	И	20%
Разработка общего алгоритма	HP	30%
программного комплекса	И	70%
	HP	5%

Таблица 5.1 – Перечень работ и продолжительность их выполнения

Реализация алгоритма в среде программирования	И	95%
Отладка полученного программного комплекса	И	100%
Оформление расчетно-пояснительной записки	И	100%
Подведение итогов – сравнение	HP	40%
полученных результатов с желаемыми	И	60%

Перейдем к расчету продолжительности этапов работ, который осуществляется опытно-статистическим методом, который реализуется вероятностным способом. Для определения ожидаемого значения продолжительности работ  $t_{ox}$  воспользуемся формулой:

$$t_{\rm OK} = \frac{3 \cdot t_{min} + 2 \cdot t_{max}}{5},\tag{5.1}$$

где  $t_{min}$  – минимальная трудоемкость работ, чел/дн.;

*t<sub>max</sub>*- максимальная трудоемкость работ, чел/дн.

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести в календарные дни. Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях,  $T_{pd}$  ведется по формуле:

$$T_{\rm pd} = \frac{t_{\rm ow}}{K_{\rm BH}} \cdot K_{\rm d}, \tag{5.2}$$

где  $t_{ow}$  – трудоемкость работы, чел/дн.,

 $K_{\rm BH}$  – коэффициент выполнения работ ( $K_{\rm BH} = 1$ ),

 $K_{\rm d}$  – коэффициент, учитывающий дополнительное время на компенсации и согласование работ ( $K_{\rm Bd}$  = 1,2).

Расчет продолжительности этапа в календарных днях, *Т*<sub>кд</sub> ведется по формуле:

$$T_{\rm \kappa g} = T_{\rm pg} \cdot T_{\rm \kappa}, \tag{5.3}$$

Где  $T_{\kappa}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности, *Т*<sub>к</sub> рассчитывается по формуле:

$$T_{\rm K} = \frac{T_{\rm Kan}}{T_{\rm Kan} - T_{\rm Bd} - T_{\rm nd}},\tag{5.4}$$

Где  $T_{\text{кал}}$  – календарные дни ( $T_{\text{кал}}$  = 365),

$$T_{\rm вд}$$
 – выходные дни ( $T_{\rm вд} = 52$ ),

 $T_{\rm пд}$  – праздничные дни ( $T_{\rm пд}$  = 12).

$$T_{\rm K} = \frac{365}{365 - 52 - 12} = 1,213.$$

В таблице 5.2 приведены длительность этапов работ и число исполнителей, занятых на каждом этапе. На основании таблицы 5.2 составим линейный график работ и предоставим его на рисунке 5.1.

Таблица 5.2 – Трудозатраты на п	выполнение	проекта
---------------------------------	------------	---------

Этап	Исполни	Продолжительность		Длительность работ, чел/дн.				
	тели	работ, дни		Трд		$T_{\kappa {f  m f K}}$		
		t <sub>min</sub>	t <sub>max</sub>	t <sub>ож</sub>	HP	И	HP	И
Формулирование задачи	HP	2	4	2,8	3,36	-	4,08	-
Составление технического	НР, И	2	3	2,4	2,59	0,29	3,14	0,35
задания на проект								
Поиск и изучение	НР, И	12	15	13,2	3,17	12,67	3,84	15,37
литературы								
Разработка календарного	НР, И	2	4	2,8	2,69	0,67	3,26	0,82
плана								
Разработка общего	НР, И	8	15	10,8	3,89	9,07	4,72	11,00
алгоритма программного								
комплекса								
Реализация алгоритма в	НР, И	18	25	20,8	1,25	23,71	1,51	28,76
среде программирования								
Отладка полученного	И	15	20	17	-	20,40	-	24,75
программного комплекса								
Оформление расчетно-	И	10	15	12	-	14,40	-	17,47
пояснительной записки								
Подведение итогов	HP, И	4	7	5,2	2,50	3,74	3,03	4,54
Итого:				87	19,44	84,96	23,58	103,06



Рисунок 5.1 – Линейный график работ на основе рассчитанного для инженера и научного руководителя времени *T*<sub>КД</sub> Вывод: как видно на диаграмме Ганта, временные ресурсы затраченные на работу инженера-исследователя больше, чем научного руководителя.

#### 5.2 Расчет нарастания технической готовности работ

Следующим этапом является расчет нарастания технической готовности работ. Величина нарастания технической готовности работы *H<sub>i</sub>* показывает на сколько процентов выполнена работа на каждом этапе. Данная величина вычисляется по формуле:

$$H_i = \frac{t_{H_i}}{t_0} \cdot 100\%, \tag{5.5}$$

Где  $t_{H_i}$  – нарастающая трудоемкость с момента начала работы i-го этапа;

*t*<sub>0</sub> – общая трудоемкость.

Общая трудоемкость  $t_0$ , вычисляется по формуле:

$$t_0 = \sum_{i=1}^n t_{\text{o}\mathcal{H}_i},\tag{5.6}$$

Где  $t_{\text{ож}_i}$  – ожидаемая продолжительность і-го этапа.

Удельный вес каждого этапа  $Y_i$  определяется по формуле:

$$Y_i = \frac{t_{0\%_i}}{t_0} \cdot 100\%.$$
 (5.7)

Результаты вычислений *H<sub>i</sub>* и *Y<sub>i</sub>* отражены в таблице 5.3

Таблица 5.3 – Нарастание технической готовности работы и удельный вес каждого этапа

	Этап	Hi, %	Yi, %
1	Формулирование задачи		3,22
2	Составление технического задания на проект	5,98	2,76
3	Поиск и изучение литературы	21,15	15,17
4	Разработка календарного плана	24,37	3,22
5	Разработка общего алгоритма программного	36,78	12,41
	комплекса		
6	Реализация алгоритма в среде программирования	60,69	23,91
7	Отладка полученного программного комплекса		19,54
8	Оформление расчетно-пояснительной записки	94,02	13,79
9	Подведение итогов	100,00	5,98

Вывод: Величина нарастания технической готовности работы Ні самая высокая у оформления расчетно-пояснительной записки 94,02, а самый большой удельный вес Уі у реализации алгоритмов в среде программирования он составляет 23,91%.

#### 5.3 Расчет сметы затрат на исследование

В состав затрат на создание проекта включается стоимость всех расходов, необходимых для реализации комплекса работ, составляющих содержание данной разработки. Расчет сметной стоимости на выполнение данной разработки производится по следующим статьям затрат:

- материалы и покупные изделия;
- основная заработная плата;
- дополнительная заработная плата;
- отчисления в социальные фонды;
- расходы на электроэнергию;
- амортизационные отчисления;
- работы, выполняемые сторонними организациями;
- прочие расходы.

Оценим затраты на материалы. К данной статье расходов относится стоимость материалов, покупных изделий, полуфабрикатов и других материальных ценностей, расходуемых непосредственно в процессе выполнения работ. Цена материальных ресурсов определяется по средней рыночной стоимости на 2017 год по соответствующим ценникам и приведена в таблице 5.4.

Наименование материалов	Цена за ед.,руб.	Количество	Сумма,руб.				
Офисная техника							
Компьютер	25000	1	25000				
Клавиатура	500	1	500				
Принтер	4000	1	4000				
Програ	Программное обеспечение						
Microsoft Office 2013	17000	1	17000				
Итого:	46500						

Таблица 5.4-Расходные материалы [2], [3]

Расходы на материалы составили Смат=46 500 руб.

Следующей статьей расходов НИР для оценки является заработная плата исполнителей. Данная статья расходов включает заработную плату научного руководителя и инженера, а также премии, входящие в фонд заработной платы. Расчет основной заработной платы выполняется на основе трудоёмкости выполнения каждого этапа и величины месячного оклада исполнителя.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

Расчет затрат на основную заработную плату приведен в таблице 5. Таблица 5.5- Затраты на основную заработную плату

Исполнитель	Оклад,	Среднедневная	Затраты	К	Фонд
	руб./мес	ставка, руб./день	времени, дни		з/платы, руб.
	•				
HP	26300	1048,6	24	1,4	35233
И	15000	598,08	104	1,4	87080
Итого:			122313		

Вывод: Таким образом, затраты на основную заработную плату составили  $3\Pi_{och}$ = 122313. При расчете учитывалось, что в году 301 рабочий день и, следовательно, в месяце 25,08 рабочих дня. Затраты времени на выполнение работы по каждому исполнителю брались из таблицы 5.2. Также был принят во внимание коэффициент, учитывающий коэффициент по премиям  $K_{np}$ = 0,1 районный коэффициент  $K_{pk}$  =0,3. Итоговый коэффициент (K=1+  $K_{np}$ +  $K_{pk}$ =1+0,1+0,3=1,4).

Дополнительная заработная плата рассчитывается исходя из 10-15% от основной заработной платы, работников, непосредственно участвующих в выполнение темы [1]

$$3\Pi_{\text{доп}} = 0,1*3\Pi_{\text{осн}},$$
 (5.9)

3Пдоп= 0,1\*122313=12231,3 руб.

Фонд заработной платы:

$$\Phi 3\Pi = 3\Pi_{\text{och}} + 3\Pi_{\text{don}}, \tag{5.10}$$

Ф3П=122313+12231,3=134544,3 руб

Расчет отчислений от фонда оплаты труда

Затраты по этой статье составляют отчисления на социальные нужды.

Отчисления по заработной плате определяются по следующей формуле:

$$C_{cou} = K_{cou} * \Phi 3\Pi, \qquad (5.11)$$

где К<sub>соц</sub> – коэффициент, учитывающий размер отчислений из заработной платы. Данный коэффициент составляет 30,2% от затрат на заработную плату.

С<sub>соц</sub>= 0,32\*134544,3=43054,2 руб.

Перейдем к расчету затрат на электроэнергию. Данный вид расходов включает в себя затраты на электроэнергию при работе оборудования, а также затраты на электроэнергию, потраченную на освещение. Затраты на электроэнергию при работе оборудования для технологических целей Э<sub>об</sub> рассчитывается по формуле:

$$\Im_{0\overline{0}} = P_{0\overline{0}} * \coprod_{3} * t_{0\overline{0}} \tag{5.12}$$

где Роб -мощность, потребляемая оборудованием, кВт;

Ц<sub>э</sub>-тарифная цена за 1 кВт\* час, принимаем Ц<sub>э</sub> =2,7 руб/кВт\*час ;

t<sub>об</sub>-время работы оборудования, час.

Время работы оборудования вычисляется на основе данных для T<sub>рд</sub> таблицы 5.2 для инженера из расчета, что продолжительность рабочего дня равна 8 часов:

$$t_{00} = T_{pq} * 8,$$
 (5.13)

t<sub>об</sub>=85\*8=680 час.

Мощность, потребляемая оборудованием P<sub>об</sub>, принимаем равную мощности блока питания компьютера и монитора:

$$P_{00} = P_{00} + P_{M}$$
, (5.14)

Роб=0,4+0,1=0,5 кВт,

Эоб=0,5\*2,7\*680=918 руб.

Затраты на электроэнергию для освещения помещения, где осуществлялось выполнение проекта Э<sub>ос</sub>, рассчитываются по формуле:

$$\mathfrak{S}_{\mathrm{oc}} = \mathfrak{P}_{\mathrm{oc}} * \mathfrak{U}_{\mathfrak{S}} * \mathfrak{t}_{\mathrm{oc}}, \tag{5.15}$$

где Рос-мощность, потребляемая осветительными приборами, кВт;

t<sub>ос</sub>-время работы осветительных приборов, час.

Мощность, потребляемая освещением Poc, определяется по формуле:

$$P_{oc} = P_{yct \cdot oc} * K_c, \qquad (5.16)$$

Где Р<sub>уст.ос</sub> – установленная мощность осветительных приборов,

Принимаем Р<sub>уст-ос</sub>=1,28 кВт;

Кс-коэффициент спроса для внутреннего освещения,

принимаем Кс=0,9.

Рос=1,28\*0,9=1,15 кВт.

Время работы освещения t<sub>ос</sub> час, определяется по формуле:

$$t_{oc} = t_{cyT} * T,$$
 (5.17)

где t<sub>сут</sub>-длительность работы освещения за смену, час;

Т-время, затраченное на проведение работ,

принимаем Т=85 дней.

t<sub>oc</sub>=5\*85=425 час,

Эос=1,15\*1,8\*425=881,28 руб.

Общие затраты на электроэнергию Э, руб., определяются по формуле:

$$\mathfrak{E}=\mathfrak{E}_{o}+\mathfrak{E}_{oc}, \tag{5.18}$$

Э=918+881,28=1799,28 руб.

Для оценки не учтённых в предыдущих статьях расходов рассчитаем прочие расходы [1].

Прочие расходы составляют 16 % от единовременных затрат на выполнение технического продукта и проводятся по формуле:

$$C_{\text{проч}} = (C_{\text{мат}} + C_{\text{осн}} + C_{\text{соц}} + \Im + C_{\text{ам}}) * 0,16,$$

$$C_{\text{проч}} = (46500 + 122313 + 43054, 2 + 1799, 28) * 0,16 = 34186, 63 \text{ руб}.$$
(5.19)

Определим общую себестоимость НИР путем сведения рассчитанных статей расчета в смету (таблица 5.6).

Статья затрат	Условное обозначение	Сумма,руб.
1	2	3
1 Материалы и покупные изделия	Смат	46500
2 Фонд оплаты труда	Сосн	122313
3 Отчисления из ФОТ	Ссоц	43054,2
4 Расходы на электроэнергию	Э	1799,28
5 Амортизационные отчисления	Сам	-
6 Работы, выполняемые	Сстор	-
сторонними организациями		
7 Прочие расходы	Спроч	34186,63
Итого:		247853,11

Таблица 5.6-Смета затрат на НИР

Вывод: Таким образом, расходы на НИР составили С=247853,11 руб.-

## 5.4. Оценка экономической эффективности НИР

Оценим экономический эффект программного комплекса путем расчета экономического эффекта от его внедрения.

Определение экономического эффекта осуществляется путем расчета абсолютных показателей, отражающих экономический эффект от внедрения результатов данного исследования: экономия времени, затрачиваемого на поиск информации, ее подготовку и принятие решений; повышение степени обоснованности принимаемых решений ( $\Delta C_{onp}$ ); экономия численности обслуживающего этот процесс персонала ( $\Delta Ч$ ); улучшение использования имеющихся ресурсов ( $\Delta Pec$ ); снижение условно-постоянных затрат ( $\Delta 3$ ); увеличение выручки от реализации продукции ( $\Delta B$ ); снижение порога безубыточности ( $\Delta B_6$ ); увеличение прибыли ( $\Delta \Pi$ ). [4]

Конечный экономический результат – прирост прибыли формируется

при этом следующим образом:



Рисунок 5.2 – Порядок формирования конечного экономического результата

Первоначальной формой эффекта от внедрения программного комплекса является экономия времени, затрачиваемого на поиск информации, ее подготовку и принятие решений [4].

$$\sum_{i=1}^{n} \Delta T = \sum (\Delta T_{\Pi \mu} + \Delta T_{\Pi \Gamma \mu} + \Delta T_{\Pi p} + \Delta T_{o \phi p})_i$$
(5.20)

где  $\Delta T_{nu}$  - экономия времени на поиск информации;

ΔТ<sub>пги</sub> - экономия времени на подготовку информации;

 $\Delta T_{np}$  - экономия времени на принятие решения;

ΔТ<sub>офр</sub> - экономия времени на оформление решения;

 $i = 1 \dots n$  – конкретные виды решений.

Для оценки экономии времени от внедрения программного комплекса сравним 2 варианта: вариант до модернизации (программного комплекса) и вариант после внедрения программного комплекса.

Таблица 5.7 –	Оценка экономии	времени
---------------	-----------------	---------

Наименование	До	После	Экономия
	модернизации,	внедрения, мин	времени $\Delta$ , мин
	МИН		
Временя на поиск	10	7	3
информации $\Delta T_{nu}$			
Временя на	5	3	2
подготовку			
информации ΔТ <sub>пги</sub>			

Временя	на	2	2	0
принятие ј	решения			
$\Delta T_{np}$				
Временя	на	11	1	10
оформление				
решения $\Delta T_{c}$	офр			
	ΣΔΤ, μν	IH	1	5

Вывод по главе: как видно из таблицы 5.7 внедрение программного комплекса позволяет сокращать время проработки заявки на оборудование в среднем на 15 минут.

Ускорение процесса управленческой деятельности приводит к экономии численности обслуживающего этот процесс персонала. Произведенные расчеты в программе значительно экономят время инженера – исследователя.

Однако, в задачи инженера – исследователя помимо проработки заявок на оборудование, входящее в программу расчетов входит большое множество задач, да и ремонтные заявки на вышеупомянутое оборудование в ходе работы инженера встречаются не часто. Учитывая это, оценку экономии численности технологов в результате внедрения программного комплекса проводить бессмысленно.

Вывод: В ходе исследования был произведен анализ трудовых и денежных затрат, направленных на реализацию НИР.

Были решены такие задачи как: определение этапов работы, определение трудоемкости работы, расчет нарастания технической готовности работ, составление план – графика, расчет сметы затрат, оценка экономической эффективности НИР.

На основе определения этапов работы и определения трудоемкости работы был построен линейный график работы научного руководителя и инженера – исследователя из которого видно, что временные ресурсы затраченные на работу инженера – исследователя больше, чем научного руководителя.

Величина нарастания технической готовности работы *H<sub>i</sub>* самая высокая у оформления расчетно – пояснительной записки 94,02, а самый большой

удельный вес У<sub>*i*</sub> у реализации алгоритмов в среде программирования, он составляет 23.91 %.

В ходе расчета сметы затрат были получены такие результаты: расходы на материалы составили  $C_{\text{мат}} = 46500$  руб., а общие расходы в целом на НИР составили C = 247853,11 руб.

Оценена экономическая эффективность НИР. Ускорение процесса управленческой деятельности приводит к экономии численности обслуживающего это процесс персонала. Произведенные расчеты в программе значительно экономят время инженера – исследователя. При внедрении программного комплекса понижается затраченное время на исследование в среднем на 15 минут. А также происходит экономия средств на исследования.