

**ЧИСЛЕННОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕРМОАКУСТИЧЕСКОГО ОХЛАДИТЕЛЯ НА ПУЛЬСАЦИОННОЙ ТРУБЕ**

© 2015 С.О. Некрасова, Д.В. Сармин, Д.А. Угланов, А.А. Шиманов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

Поступила в редакцию 23.11.2015

Проведён сравнительный анализ различных численных методов для оценки использования при проектировании охладителя на пульсационной трубе. Разработана термодинамическая модель оценки минимального температурного уровня на холодном теплообменнике при заданных соотношениях пульсационной трубы и присоединённого объёма. Рассмотрены два варианта CFD моделей расчета рабочих параметров охладителя на основе пульсационной трубы, произведена оценка адекватности модели на основе экспериментальных данных. Разработана и изготовлена экспериментальная установка для верификации разработанных моделей и методик численного моделирования параметров рабочего процесса охладителя, проведены предварительные испытания и определены пути усовершенствования конструкции охладителя.

Ключевые слова: термоакустический пульсационный охладитель, осциллирующий поток, рабочий процесс, численное моделирование.

Конструкция холодильников с пульсационной трубой постоянно совершенствовалась с момента изобретения базовой компоновки конструкции [1] с целью улучшения их производительности и достижения минимального уровня охлаждения. Последней модификацией конструкции является холодильник с инерционной трубой (IPTR), позволяющей устанавливать необходимое фазирование между скоростью и давлением. Термодинамические процессы, лежащие в основе рабочего цикла пульсационного охладителя, недоопределены в рамках теории релаксационных явлений вносимых в систему благодаря разности фаз распределения давления и скорости. В работе [2] было произведено первое 1-D моделирование на основе уравнений сохранения, количества движения и энергии для осциллирующего потока в охладителе. G. Swift et al [3, 4] разработал 1-D модель для описания процессов во всей конструкции охладителя на пульсационной трубе на основании линейной теории Ротта [5]. Данная модель представляет с удовлетворительной точностью сведения по параметрам и геометрии (давлению, температуре, размерам, рабочей частоте и др.), но не учитывает гидродинамических особенностей

Некрасова Светлана Олеговна, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей.

E-mail: yhoji@yandex.ru

Сармин Дмитрий Викторович, кандидат технических наук, ассистент кафедры теплотехники и тепловых двигателей. E-mail: sarmin.d.v@mail.ru

Угланов Дмитрий Александрович, кандидат технических наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей. E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru

Шиманов Артем Андреевич, аспирант кафедры теплотехники и тепловых двигателей.

E-mail: tema444st@mail.ru

течения и переходных процессов в различных компонентах конструкции пульсационного охладителя. В работе [6] представлены результаты применения комбинированного 1-D моделирования в узловых точках и 2-D моделирования контрольных объемов в теплообменниках, регенераторе и пульсационной трубе для исследования термодинамических процессов и оптимизации конструкции охладителя. Сравнительно недавно были предприняты попытки моделирования процессов в пульсационных охладителях в готовых программных продуктах, в том числе с учетом нестационарности процессов теплообмена. В работе [7] представлены результаты численного моделирования во Fluent, демонстрирующие возмущения потока, характерные для малых величин отношения диаметра к длине элементов конструкции, которые отрицательно сказываются на производительности охладителя вследствие перемешивания потоков. Результаты расчета с помощью тепловой неравновесной модели для исследования процессов в пористых средах (теплообменники и регенератор) и учет толщины стенок элементов конструкции пульсационного охладителя с инерционной трубой представлены в [8]. Пример CFD модели, где одновременно решаются уравнения неразрывности, количества движения и энергии для газа (гелия) и для пористой стенки (теплообменников, регенератора) приведено в [9].

Целью данной работы является использование 1-D моделирования и CFD-моделирования для проработки этапов инженерного расчета конструкции установки пульсационного охладителя криогенного уровня температур.

Комплексный подход в получении параметров геометрии конструкции и рабочего процесса

криогенного пульсационного охладителя (КПО) заключался в использовании аналитического и численного моделирования рабочего процесса с помощью термодинамики, волновой теории и САЕ-систем. В качестве предпроектной оценки геометрии конструкции с целью получения минимального уровня охлаждения $T_{хол}$ используется модифицированная методика расчета криогенного пульсационного охладителя [10]. Авторами введены поправки в методику, связанные с изменением конструктивной схемы, в которую были добавлены теплообменники охлаждения, ресивер и инерционная трубка (рис. 1).

Особенностью данной методики является нахождение параметров на каждом этапе рабочего цикла с учетом различных схем перетекания масс рабочего тела в элементах конструкции пульсационного охладителя. Теоретическая модель идеализированного рабочего цикла описывается процессами наполнения объема охладителя, проталкивания рабочего тела в процессе сжатия, его изоэнтальпное расширение в пульсационной трубе с отводом тепла в холодильник и необратимое адиабатное сжатие газа в ресивере, необратимое адиабатное и изоэнтальпное расширение газа при обратном ходе поршня. Расчет производился с допущением идеального теплообмена в холодильнике, регенераторе и теплообменнике, процессы в пульсационной зоне и ресивере адиабатные, гидравлические сопротивления по длине охладителя не учитывались, принималось ступенчатое проведение процессов с мгновенным изменением параметров в полостях. Несмотря

на дискретность рассматриваемых процессов рабочего цикла охладителя аналитическая методика, тем не менее, позволяет учесть различные варианты получения полезной нагрузки с учетом различной геометрии конструкции, давления заправки, степени повышения давления в пульсационной трубе и др.

Для каждого элемента конструкции охладителя записывались уравнение сохранения энергии как для открытой термодинамической системы и уравнение состояния:

$$\frac{dM}{M} = \frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} - \frac{dz}{z},$$

а также полученное в [10] уравнение изменения параметров с учетом изменения температуры рабочего тела

$$\frac{dp}{p} = \frac{(T_a - T) \frac{dV}{V} - T_a \frac{dT}{T}}{\frac{T}{k} - T_a},$$

где T_a – переменная температура рабочего тела, $k = c_p / c_v$ – показатель адиабаты, z – безразмерный коэффициент сжимаемости $z = pv / RT$.

Для расчета была взята конструктивная схема, представленная на рис. 1 с размерами (табл. 1), приведенными в работе [2] для возможности сравнения результатов с экспериментальными данными, приведенными в данной работе.

Рассматривались три различных варианта распределения рабочего тела (гелий) в рабочей зоне,

Таблица 1. Геометрические параметры и материалы элементов установки

Элемент	Радиус, м	Длина, м	Материал
Компрессор	0,03	0,011	-
Передающая труба	0,0085	0,04	Нержавеющая сталь
Предохладитель	0,0085	0,03	Медь
Регенератор	0,0085	0,06	Нержавеющая сталь
Теплообменник нагрузки	0,0047	0,05	Нержавеющая сталь
Пульсационная труба	0,0047	0,23	Нержавеющая сталь
Холодильник горячий	0,0047	0,03	Медь
Дроссель	-	-	Латунь
Инерционная труба	0,00193	1,5	Медь
Ресивер	0,026	0,149	Нержавеющая сталь

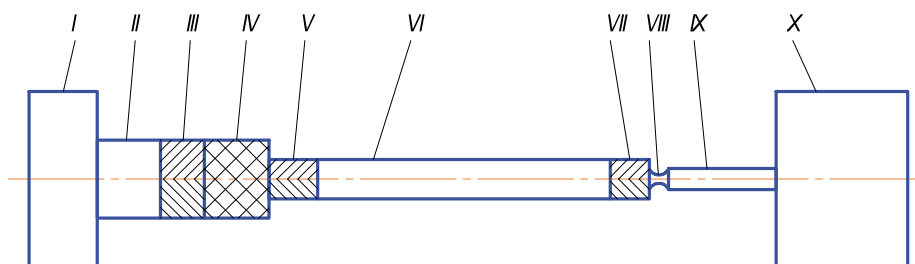


Рис. 1. Схема криогенного охладителя на пульсационной трубе:

I – компрессор; II – проходная труба; III – вторичный холодильник; IV – регенератор; V – теплообменник нагрузки; VI – пульсационная труба; VII – холодильник; VIII – дроссель; IX – инерционная труба; X – ресивер

начиная с процесса сжатия и процесса внутреннего адиабатного расширения (здесь примем, что в начале цикла в установке имеется масса остаточного газа M1, часть газа M2 и M3 поступают в рабочую зону в процессах наполнения и проталкивания):

1 режим. Во время процесса проталкивания и внутреннего адиабатного расширения при открытом дросселе только часть остаточной массы M1 уходит в ресивер, в пульсационной трубе остается M1' и M1p соответственно.

2 режим. Во время процесса проталкивания весь остаточный газ M1 уходит в ресивер ($M1'=0$), а затем, при внутреннем адиабатном расширении часть массы M2 утекает в ресивер, в трубе остается M2p.

3 режим. Во время внутреннего адиабатного расширения весь остаточный газ перетекает в ресивер ($M1p=0$).

Расчет производился для трех параметров давления заправки 1,4, 1,74, 2,2 МПа, значения давления в ресивере для расчета были получены с помощью численного моделирования конструкции в ESIACE+ CFD (табл. 2).

Сравнение полученных уровней температуры охлаждения производилось с данными работы [10], в которой приведены экспериментальные данные для конструкции с таким же соотношением объемов пульсационной трубы и ресивера при аналогичных рабочих режимах (давление заправки, рабочая частота). Результаты сравнения демонстрируют отклонения от экспериментальных значений 5-10% (табл. 3).

На рис. 2 приведено изменение средней температуры в пульсационной трубе на трех расчетных режимах при разном среднем давлении в установке. Из графика видно, что рабочее тело

Таблица 2. Варианты для расчета модели охладителя

№ варианта	Давление заправки P_{cp} , МПа	Давление в ресивере P_{r1} , МПа	Ход поршня x , м	Рабочая частота f , Гц	Амплитуда давления ΔP , МПа
1	1,41	1,375	0,00210	65	0.2
2	1,74	1,715	0,00195	65	0.2
3	2,2	2,167	0,00175	65	0.2

Таблица 3. Сравнение расчетных значений температуры теплообменника нагрузки с экспериментальными значениями [10]

№ режима	Давление заправки, P_{cp} , МПа	$T_{экс}$, К	$\bar{T}_{расч}$, К	ε , %
1	1,41	142	159,4	9,6
2	1,74	129	141,5	8,8
3	2,2	126,5	123,2	2,6

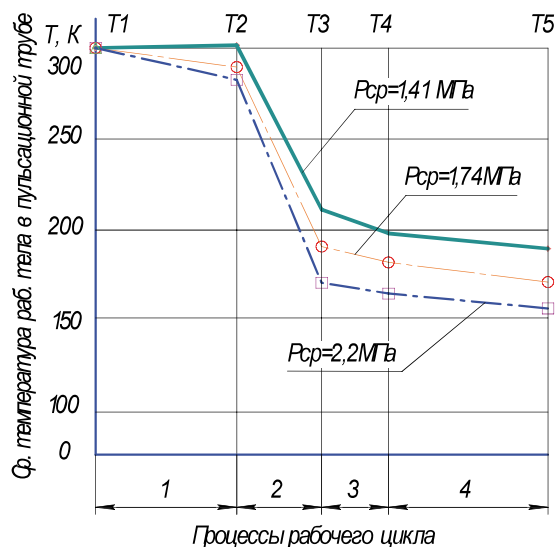


Рис. 2. Изменение средней температуры в пульсационной трубе для $P_{cp}=1,41$ МПа; 1,74 МПа и 2,2 МПа

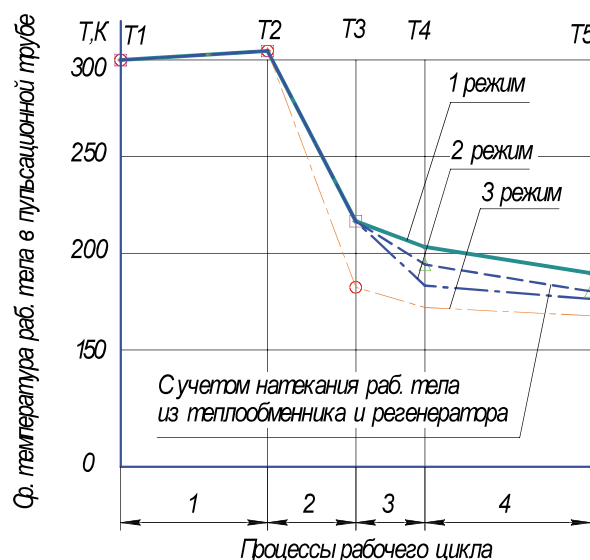


Рис. 3. Изменение средней температуры рабочего при разном распределении рабочего тела по элементам установки для $P_{cp}=1,41$ МПа

имеет наименьшую температуру охлаждения $T_5=156,9$ К (температура рабочего тела во время выталкивания) при наибольшем среднем давлении 2,2 МПа. Это соответствует тому, что одним из способов достижения наименьшей температуры охлаждения, а значит, наибольшей эффективности является повышение давления в контуре охладителя.

На рис. 2 показано изменения среднего давления в пульсационной трубе при разном распределении рабочего тела по элементам установки при $P_{ср}=1,41$ МПа, $P_{р1}=1,375$ МПа. Хорошо видно, что наибольшего охлаждения рабочее тело достигает при полном перетекании остаточного газа в ресивер по время внутреннего адиабатного расширения (при $M1p=0$, $T_5=176,4$ К) и проталкивания (при $M1'=0$, $T_5=179,4$ К). Это соответствует выводам о том, что данный режим соответствует наибольшей эффективности и минимальному уровню охлаждения, указанных в [10].

С использованием зависимостей минимального температурного уровня охлаждения в теплообменнике нагрузки от соотношения объема пульсационной трубы и объема ресивера, полученных с помощью предпроектной методики, была разработана модель расчета конструктивных параметров термоакустического охладителя.

Для разработки расчетной модели был использован программный комплекс DeltaEC (Design Environment for Low-amplitude ThermoAcoustic Energy Conversion – разработка Los Alamos National Laboratory, USA, версия - 6.3b11 (Win, 18-Feb-12), свободная лицензия), предназначенный для моделирования акустических устройств и описания термоакустических процессов в них и являющийся основным средством получения их конструктивных параметров. DeltaEC вы-

полняет численное интегрирование в одном измерении, используя низкоамплитудную линейную аппроксимацию уравнений Ротта для решения одномерных волновых уравнений последовательности сегментов конструкции и гармоническую временную зависимость изменения рабочих параметров. Рабочий контур термоакустического охладителя разбивался по длине на сегменты, соответствующие основным конструктивным элементам пульсационного охладителя. Комплексные величины давления и объемной скорости рассчитываются от сегмента к сегменту с учетом граничных условий и заданных параметров “целей” и “предположений” для выполнения численного интегрирования основных уравнений линейной термоакустики. Значения параметров основных конструктивных размеров приведены в табл. 4.

Комплексность подхода при исследовании рабочего процесса в контуре термоакустического охладителя включала в себя также моделирование газодинамических течений в термоакустическом охладителе в двух программных продуктах ESICFDACE+ и ANSYS Fluent. Для моделирования термоакустического охладителя была построена его двумерная модель по полученным размерам, наложена структурированная конечно-элементная сетка (106406 ячеек). Так как конструкция охладителя осесимметрична, то для моделирования была построена только половина его модели.

Исходные параметры модели на входе приведены в табл. 5. Затем были проведены настройки граничных условий в соответствии с табл. 6.

Для имитации возвратно-поступательного движения поршня компрессора в GUI интерфейсе задавалась скорость движения стенки поршня в цилиндре (компонент “I” на рис. 1). Закон изме-

Таблица 4. Размеры основных конструктивных элементов, полученных с помощью Delta EC

Элемент конструкции	Радиус, м	Длина, м	Толщина стенки, м
Поршень компрессора	$3 \cdot 10^{-2}$	$2,1 \cdot 10^{-2}$	-
Передающая труба	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-3}$
Входной теплообменник	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
Регенератор	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$
Холодный теплообменник	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$
Пульсационная труба	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$2,2 \cdot 10^{-1}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$
Горячий теплообменник	$5,7 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$
Инерционная труба	$1,93 \cdot 10^{-3}$	1,2	$1,25 \cdot 10^{-3}$
Ресивер	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$1,49 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^{-3}$

Таблица 5. Исходные параметры модели на входе

Величина	Значение
Среднее давление газа, МПа	1,41; 1,74; 2,2; 3,1
Частота, Гц	55; 65; 75
Температура газа, К	293
Ход поршня, мм	2,1; 1,95; 1,75; 1,5

Таблица 6. Граничные условия

Элемент	Граничные условия	Пористость	Материал
Компрессор	adiabatic	-	Сталь
Передающая труба	$\alpha=20\text{Вт/м}^2\text{К}$	-	Сталь
Входной теплообменник	$T=293^\circ\text{К}$	0,774	Медь
Регенератор	adiabatic	0,72	Сталь
Холодный теплообменник	adiabatic	0,774	Медь
Пульсационная труба	adiabatic	-	Сталь
Горячий теплообменник	$T=293^\circ\text{К}$	0,774	Медь
Инерционная труба	adiabatic	-	Медь
Ресивер	adiabatic	-	Сталь

нения скорости w движения поршня описывается выражением $w=2\pi f \cdot A_o \cos(2\pi f \cdot t)$, где A_o – ход поршня, f – частота. Для перестройки сетки используется схема бесконечной интерполяции [10].

Производилось моделирование рабочего процесса в течение 10 секунд работы каждой модели термоакустического охладителя. Время счёта составило около 72 часа, значения температуры на холодном теплообменнике фиксировались каждую с шагом 0,1 секунды.

Время работы каждой расчётной модели термоакустического охладителя – 10 секунд. Время счёта составляет около 72 часа на каждую модель. Значения температуры на холодном теплообменнике фиксировались через 0,1 с.

Отдельным этапом подготовки расчета являлась настройка характеристик в пористых элементах (теплообменниках и регенераторе). Теплообменники выполнены из медного сплава, обладающего следующими физическими характеристиками: коэффициент теплопроводности 392 Вт/мК, теплоемкость 380 Дж/кгК, плотность 8950 кг/м³.

Регенератор выполнен из нержавеющей стали. Теплофизические характеристики материала регенератора: коэффициент теплопроводности 22 Вт/мК, теплоемкость 460 Дж/кгК, плотность 7810 кг/м³. В соответствующих опциях для пористых структур вводятся основные параметры, представленные в табл. 7.

Тепловой поток в пористой среде, возникающий за счет теплопроводности, излучения и процесса диффузии определяется следующим выражением:

$$q = \lambda \nabla T + q_R + \sum_{i=1}^{N_g} J_i h_i,$$

где N_g – количество газовых фаз в системе, h_i – их

энтальпия, соответственно, и J – потоки диффузии. T – температура пористого материала и q_R – тепловой поток за счет излучения. λ – приведенная теплопроводность пористой среды определяется по формуле:

$$\lambda = -2\lambda_s + \frac{1}{\frac{\varepsilon}{2\lambda_s + \lambda_f} + \frac{1-\varepsilon}{3\lambda_s}},$$

где λ_s – теплопроводность материала среды, λ_f – теплопроводность потока газа в порах, ε – пористость среды.

Численная схема для решения основных уравнений основан на методе конечных объемов. Уравнения неразрывности, импульса и энергии решаются для жидкости, а также пористых сред с помощью метода «Upwind» 2-го порядка.

Для расчета производных по времени в уравнениях непрерывности, импульса и энергии используется схема Crank-Nicholson 2-го порядка (с коэффициентом смешивания 0,7) [11]. Шаг по времени в расчетах составлял $(1,2 \cdot 10^{-4})$ с, состоящий из 80 шагов за цикл и обеспечивал достаточно высокую точность расчета. Общий критерий сходимости для всех переменных был установлен равным 10^{-4} для решателя схемы «Implicit». Также в ходе расчета проверяется выполнение законов сохранения массы и энергии. Изменение температуры по длине пульсационного охладителя после 10000 итераций представлено на рис. 4.

Для моделирования процессов в охладителе с помощью программы Ansys Fluent была построена аналогичная двумерная модель по размерам, представленным в табл. 1 и проведены соответствующие настройки граничных условий. Для имитации колебаний поршня компрессора была использована модель с динамичной сеткой. Для

Таблица 7. Основные характеристики пористых элементов

Элемент	Объемная пористость	Проницаемость, м ²	Коэффициент сопротивления
Теплообменные аппараты	0,774	$4,08 \cdot 10^{-8}$	0,2
Регенератор	0,72	$9,7 \cdot 10^{-11}$	0,3

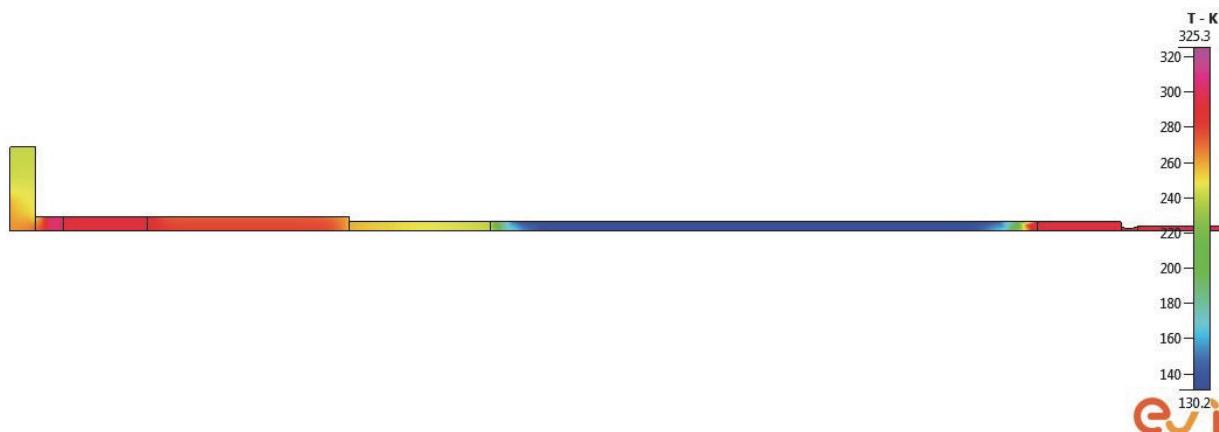


Рис. 4. Изменение температуры после 10000 итераций

задания движения поршня в Ansys Fluent была использована опция «In-Cylinder», позволяющая задать необходимый закон движение поршня. При использовании данной опции шаг расчёта был задан в зависимости от угла поворота коленчатого вала и составил 3 градуса. В зависимости от частоты шаг изменялся от 0,11мс до 0,15мс. Время счёта каждой расчётной модели составило около 60 часов с использованием персонального компьютера на базе процессора Intel CoreI 7-4770K 3.5 GHz, 32 GB, SSD 240GB.

Для расчёта коэффициента теплопроводности в пористой среде используется формула:

$$\lambda = \varepsilon \lambda_f + (1 - \varepsilon) \lambda_s,$$

При частоте колебаний 55 Гц за время расчёта более низкая температура охлаждения была получена с помощью ESI в среднем на 10K (табл. 8), а при 75 Гц большую степень охлаждения показал

Fluent. При частоте 65 Гц степень охлаждения практически одинаковая. Основываясь на данных результатах моделирования, был спроектирован пульсационный охладитель для дальнейшего изучения факторов, влияющих на его работу.

На рис. 5 показано изменение температуры газа на холодном теплообменнике. Как видно из рисунка при численном моделировании с помощью ESI скорость охлаждения выше, чем при использовании программы ANSYS Fluent. Это связано с различным математическим описанием блока расчета процессов тепло-массопереноса в двух различных программных продуктах.

Для получения фактических характеристик холодильника, подтверждения теоретических данных и расчётных методик был разработан и спроектирован экспериментальный образец криогенного холодильника (рис. 6). В процессе эксперимента холодильник заправляется гелием

Таблица 8. Температура газа на холодном теплообменнике за 10 с работы

№ режима/частота	1/55	1/55	1/55	2/65	2/65	2/65	3/75	3/75	3/75
ESI	155	155	152	152	151	150	150	150	142
Fluent	167	148	137	174	144	136	164	153	128

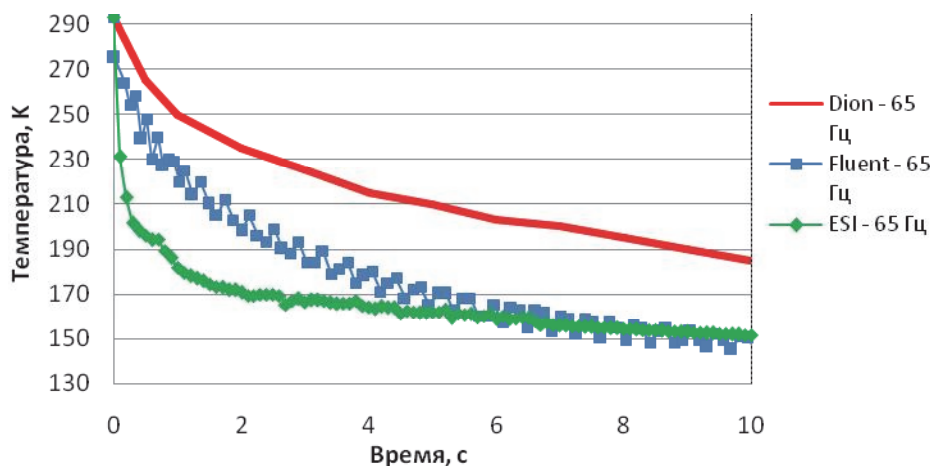


Рис. 5. Изменение температуры газа на холодном теплообменнике для режима $P_{ср}=2,2$ МПа и ходе поршня 1,75мм

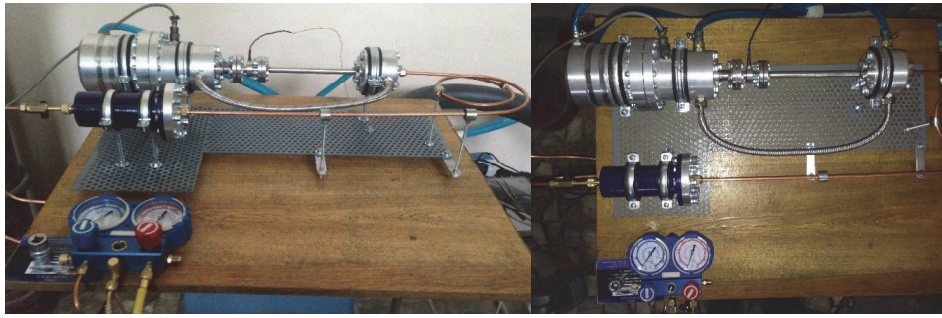


Рис. 6. Внешний вид экспериментальной установки

при температуре 300 К при различных давлениях (0,5...3,5 МПа).

Криогенный пульсационный охладитель содержит (в соответствии с рис. 7): линейный генератор (альтернатор) (1); предохранитель (2); регенератор (3); холодный теплообменник (4); пульсационную трубку (5); горячий теплообменник (6); дроссель (7); инерционную трубку (8); резонатор (9); линию заправки и вакуумирования, систему безопасности, систему замера, контроля и регистрации параметров которые не изображены на рис.9.

Принципиальная схема экспериментальной установки пульсационного охладителя и ее контрольно-измерительная система представлена на рис. 8. Генератор волн соединен с генератором сигналов (BK Precision 4011A) и усилителем (CrownCE 1000). Генератор сигналов может создавать $\pm 5,0$ В гармонических колебаний с частотой 5,0 МГц. Верхний предел частоты колебаний генератора волн для КПО в данном исследовании 100 Гц. Для измерения напряжения (параллельно) и силы тока (последовательно) от генератора волн между генератором сигналов и генератором волн

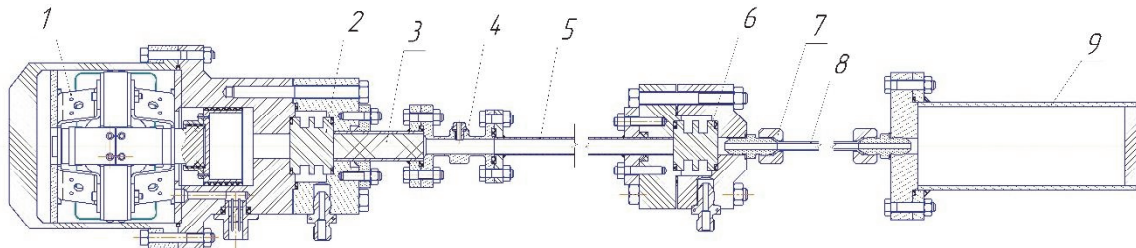


Рис. 7. Схема криогенного пульсационного охладителя

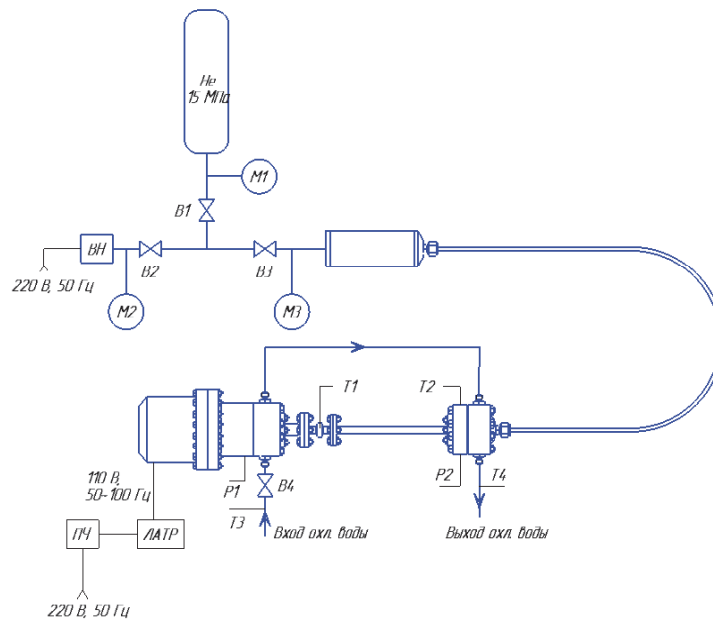


Рис. 8. Принципиальная схема экспериментальной установки пульсационного охладителя: В1 – вентиль редуктора; В2 – вентиль насоса; В3 – вентиль заправки; В4 – вентиль охлаждающей среды; М1 – манометр давления в баллоне; М2 – манометр; М3 – манометр давления в КПО; ПЧ – преобразователь частоты; ЛАТР – лабораторный автотрансформатор; ВН – вакуумный насос; Т1 – датчик температуры холодного теплообменника; Т2 – датчик температуры горячего теплообменника; Т3 – датчик температуры охлаждающей среды; Т4 – датчик температуры охлаждающей среды на выходе из КПО; Р1 – датчик давления («ОВЕН ПД 100»); Р2 – датчик давления («ОВЕН ПД 100»)

установлены два мультиметра. Эти измерения используются для расчетов полной входной мощности генератора волн.

Датчик давления «Омега» (PX-309-500G5V) расположен с краю после генератора давлений. Термопара «Омега» типа К (незаземленный тип датчика) используется для измерения температуры газа в холодном теплообменнике с помощью компрессионного фитинга для предотвращения утечек из-за высокого давления в системе. Точность термопары примерно ± 1 К на уровне ниже 273 К.

Два теплообменника (т.е. предохладитель и холодный теплообменник) заключены в водоохлаждаемые кожухи. Регенератор, холодный теплообменник и часть пульсационной трубы заключены в вакуумные камеры. Вакуумные камеры используются для снижения потерь вследствие конвективного теплообмена КПО с окружающей средой. Давление в вакуумной камере достигает 20-30 мм рт. ст. Наличие влажности/водяного пара приводит к образованию наледи/льда в холодной части КПО. Для прочистки/продувки вакуумной камеры от водяного пара перед экспериментом через вакуумную камеру пропускается азот N_2 . Для уменьшения лучистого теплообмена компоненты охладителя были обернуты в отражающую фольгу.

По результатам численного моделирования оптимальным принимается режим с давлением заправки 2,2 МПа и частотой 65 Гц, который был выбран для первоначального эксперимента. В начале исследований был проведен эксперимент при таких давлении и частоте. Эксперимент проводился в течение 30 минут времени работы пульсационного охладителя. Динамика изменения температуры в холодном теплообменнике термоакустического охладителя в течении хода эксперимента (30 минут) представлена на рис. 9. Минимальная полученная температура за это время была получена равной 242 К. Выравнивание температуры на данном уровне обусловлено установкой термодинамического равновесия из-за теплопритоков из внешней среды.

Далее для проверки различных режимов работу установки были проведены запуски при частоте колебаний 65 Гц и давлениях от 0,5 до 2,2 МПа. Как видно из графика (рис. 10) при увеличе-

нии давления более 1 МПа уровень температуры на теплообменнике нагрузки постоянным. На основании предварительных испытаний сделан вывод о недостаточном уровне подводимой мощности данного типа линейного пульсатора для достижения необходимого уровня амплитуды давления при уровне давления заправки выше 1 МПа и частоте более 65 Гц. Таким образом, дальнейшее снижение температуры для данной конструкции можно получить за счёт увеличения подводимой мощности. Кроме того, установка дополнительной изоляции с помощью вакуумной камеры для зон холодного теплообменника нагрузки, регенератора и пульсационной трубы позволит устранить теплопритоки из окружающей среды и добиться проектного уровня температуры охлаждения.

Допустимые отклонения расчетных значений температуры охлаждения, полученных с помощью предпроектной методики оценки, от экспериментальных составили 5-8%, что вполне допустимо для предварительной оценки уровня охлаждения и количества тепла, которое можно отвести в теплообменнике нагрузки. Применение данного способа расчета позволяет предварительно оценить соотношение объемов рабочих контуров пульсационной трубы и ресивера на требуемый уровень температуры охлаждения для дальнейшего более точного расчета конструктивных размеров с помощью программы DeltaEC. Данный программный продукт позволяет моделировать акустические поля, процессы тепло- и массопереноса в каналах, а также рассчитывать эффективность термоакустических преобразователей. Однако в практическом плане он является крайне неудобным из-за трудностей, связанных с плохой сходимостью и устойчивостью используемого в нем метода «стрельбы». В связи с этим разработанная предпроектная методика является простым и удобным способом расчёта термоакустических преобразователей, который позволяет оценить основные физико-технические и геометрические параметры охладителя. Сравнительный анализ результатов моделирования пульсационного охладителя на основе двух конечно-элементных моделей показал близкие значения температуры охлаждения и геометри-

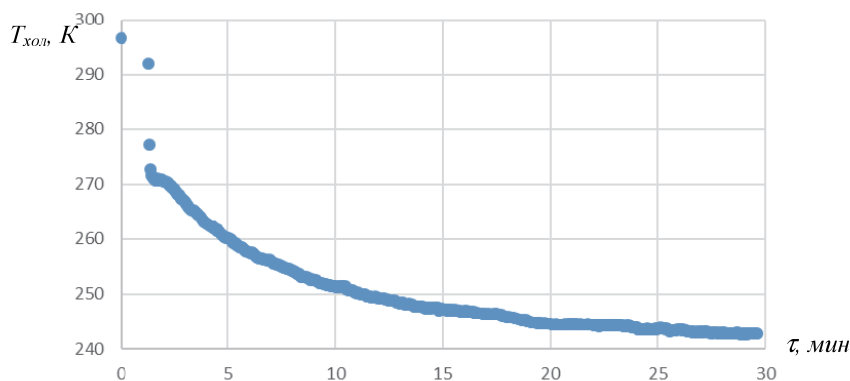


Рис. 9. Изменение минимальной температуры на холодном теплообменнике в КПО при частоте 65 Гц и при давлении 2,2 МПа

(толщина линии графика обусловлена пилообразным характером регистрируемых данных)

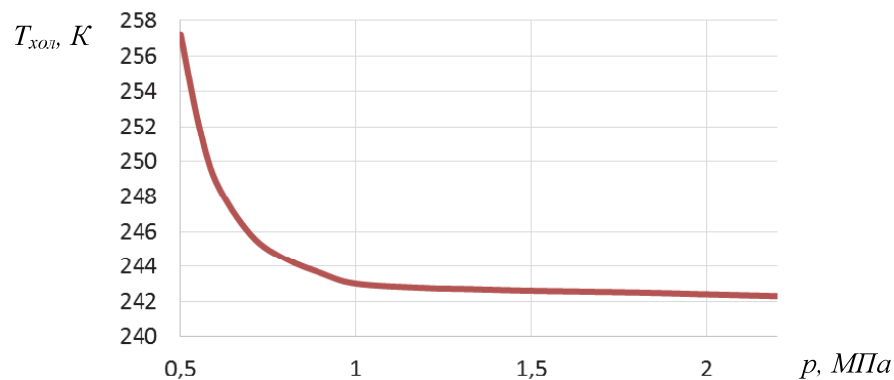


Рис. 10. Изменение минимальной температуры на холодном теплообменнике от давления в термоакустическом охладителе при частоте 65 Гц

ческих соотношений охладителя. Отклонения расчетных результатов, полученных по разработанным методикам проектирования охладителя, от экспериментальных значений [9] находятся на допустимом уровне. Это позволяет сделать вывод о том, что при проектировании вновь создаваемой конструкции криогенного пульсационного охладителя будет рационально использовать приведенные разработанные модели расчета как последовательные этапы проективного расчета. Такой комплексный поэтапный подход инженерного расчета конструктивных параметров пульсационного охладителя проектированию позволяет более обоснованно и рационально использовать методики проектирования в процессе создания термоакустических преобразователей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Gifford W, Longworth R. Pulse-tube refrigeration. Trans ASME, J Eng Ind (series B) 1964; 86: 264–8.
2. Ju Y.L., Wang C. and Zhou Y. Numerical simulation and experimental verification of the oscillating flow in pulse tube refrigerator Cryogenics 38 (1998) 169–176, 1998.
3. Swift G.W. Thermoacoustics: a Unifying Perspective for Some Engines and Refrigerators, Acoustical Society of America, Melville, NY, 2002.
4. Ward B., Clark J., Swift G.W. User Manual: Design Environment for Low-Amplitude Thermoacoustic Energy Conversion, Los Alamos National Laboratory, 2008.
5. Rott N. Thermoacoustics, in: C.-S. Yih (Ed.), Advances in Applied Mechanics, vol. 20, Academic Press, New York, 1980, pp. 135–175.
6. He Y.L., Tao Y.B., Gao F. A new computational model for entire pulse tube refrigerators: Model description and numerical validation Cryogenics 49 (2009) 84–93.
7. Cha J.S., Ghiaasiaan S.M., Desai P.V., Harvey J.P., Kirkconnell C.S. Multi-dimensional flow effects in pulse tube refrigerators Cryogenics 46 (2006) 658–665.
8. Ashwin T.R., Narasimham G.S.V.L., Subhash Jacob. CFD analysis of high frequency miniature pulse tube refrigerators for space applications with thermal non-equilibrium model Applied Thermal Engineering 30 (2010) 152–166.
9. Dion Savio Antao, Bakhtier Farouk. Experimental and numerical investigations of an orifice type cryogenic pulse tube refrigerator Applied Thermal Engineering 50 (2013) 112–123.
10. Mikulin E.I., Tarasov A.A., Shkrebyonok M.P. Low-Temperature Expansion Pulse Tubes, vol. 29, Plenum Press, Colorado Springs, CO, USA, 1984, 629e637.
11. ESI-CFD-Inc., CFD-ACEpV2009.4 User Manual, ESI Group, Huntsville, AL, 2009.

NUMERICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF THERMOACOUSTIC PULSE TUBE REFRIGERATOR

© 2015 S.O. Nekrasova, D.V. Sarmin, D.A. Uglanov, A.A. Shimanov

Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov
(National Research University)

A comparative analysis of various numerical methods of the pulse tube cooler was provided. The thermodynamic model for estimation of the minimum temperature level of cold heat exchanger at a predetermined ratio of the pulse tube and the compliance volume was developed. Two variants of CFD models for calculating the working fluid parameters of the pulse tube refrigerator, the adequacy of CFD model based on experimental data were evaluated. The experimental setup of pulse tube refrigerator was designed and built to verify developed models and methods of numerical simulation of refrigerator, preliminary tests were conducted, the ways of improving the design of pulse tube refrigerator was determined.

Keywords: thermoacoustic refrigerator, the operating frequency, pressure amplitude, pulse tube numerical simulation.

Svetlana Nekrasova, Graduate Student at the Thermal Engineering and Heat Engines Department.

E-mail: yhoji@yandex.ru

Dmitry Sarmin, Candidate of Technics, Assistant Lecturer at the Thermal Engineering and Heat Engines Department.

E-mail: sarmin.d.v@mail.ru

Dmitry Uglanov, Candidate of Technics, Associate Professor at the Thermal Engineering and Heat Engines Department.

E-mail: dmitry.uglanov@mail.ru

Artem Shimanov, Graduate Student at the Thermal Engineering and Heat Engines Department.

E-mail: tema444st@mail.ru