

Оптимизация технических характеристик термоакустического пульсационного охладителя

08, август 2014

DOI: 10.7463/0814.0724073

Благин Е. В.¹, Лукашева М. В.², Некрасова С. О.^{1,a}, Угланов Д. А.¹

УДК 621.5

¹Россия, Самарский государственный аэрокосмический университет им. С.П. Королева²«Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»^ayhoji@yandex.ru

В данной работе рассматривается термоакустический охладитель на основе пульсационной трубы для получения рабочих температур ниже уровня 140 К. Разработана методика расчета теплофизических и конструктивных параметров пульсационного охладителя как термоакустического устройства на основе бегущей волны, работающего на основе модифицированного цикла Стирлинга. Произведена оптимизация конструктивных параметров для получения наименьшего значения температуры холодного теплообменника. Численное моделирование производилось для различных средних значений давления заправки акустического контура и рабочих частот. Точность представления параметров для пористых сред (теплообменники и регенератор) обеспечивается совместным акустическим решением для давления и показателей объемного потока с решением уравнений энергии и неразрывности и получением усредненной температуры профиля потока. В результате оптимизации модели термоакустического охладителя на основе пульсационной трубы было достигнуто понижение температуры в холодном теплообменнике до уровня 115 К при холодопроизводительности 5 Вт. При этом холодильный коэффициент составил величину порядка 0,1. Полученная методика и модель расчета позволяет произвести детальную оценку параметров экспериментального образца термоакустического пульсационного охладителя на этапе конструкторской проработки.

Ключевые слова: термоакустический охладитель на основе пульсационной трубы, криогенная температура охлаждения, регенератор

Введение

Охладители на основе пульсационной трубы (рис.1) как развитие холодильных машин Гиффорда-Макмагона были представлены впервые в середине 60-х годов Гиффордом и Лонгсуортом [1]. В последующих исследованиях [2] была показана возможность достижения уровня температуры 124 К для одноступенчатой машины, а для двухступенчатой системы - 79 К. Данные системы охлаждения содержали компрессор в качестве привода, однако в них отсутствовали дроссель и ресивер, рабочая частота составляла 1 Гц.

В разработанном в МВТУ им. Н. Э. Баумана усовершенствованном варианте охладителя с пульсационной трубой с дополнительным буферным объемом и дросселем, позволяющей управлять фазированием давления и скорости, была достигнута температура 100 К [3].

Подробный анализ с внесением собственных исследований пульсационных криоохладителей был выполнен Архаровым А.М. и Буткевичем И.К. и представлен в [4].

Развитие теории пульсационных преобразователей до области термоакустического взаимодействия полей давления и скорости позволило получить необходимое фазирование данных параметров по времени. В начале 80-х в лаборатории Лос-Аламоса (США) при исследовании влияния частоты рабочего процесса на параметры пульсационного охладителя при частотах 500-1000 Гц и малых длинах пульсационных труб фазирование параметров давления и скорости рабочего тела приводило к установившейся стоячей волне [5]. В результате температура охлаждения составила 195 К. Пульсационные системы на основе стоячей волны в настоящее время стали классифицировать как термоакустические охладители [6].

Если в ГКМ (Стирлинга, Гиффорда, Вьюлюме) перемещение рабочего тела осуществляется как минимум двумя поршнями, то в пульсационном охладителе роль поршня-вытеснителя выполняет пульсационная труба с вспомогательным теплообменником, жиклером и резервуаром (буферной полостью). Здесь пульсационная труба—это почти адиабатический, термически расслоенный столб осциллирующего газа, который обеспечивает термический барьер между горячей и холодной частью охладителя (рис.1). В то же время функцией пульсационной трубы является передача гидродинамической энергии потока осциллирующего газа с одного конца холодильной системы на другой с минимальными потерями.

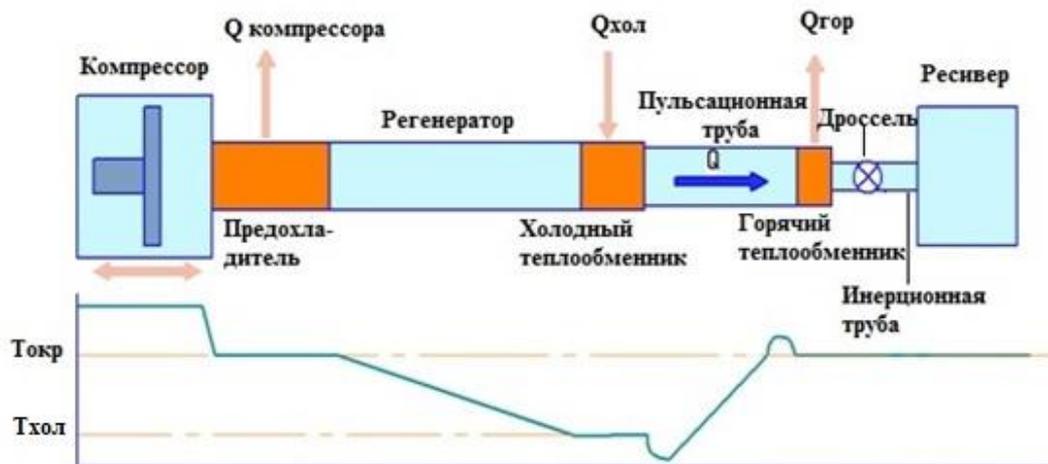


Рис. 1 Схема холодильника на основе пульсационной трубы

К энергетическим достоинствам акустических машин следует отнести тот факт, что рабочий газ в процессе цикла совершает перемещение на глубину акустического смещения, в то время, как в холодильнике Стирлинга он перемещается через весь регенератор и

теплообменники. Затраты работы на такое перемещение могут оказаться гораздо большими, чем потери в холодильнике на основе акустического энергопереноса. Кроме того, термоакустические охладители на основе пульсационной трубы обладают меньшим количеством подвижных механических частей или не имеют таковых вообще. Это существенно повышает ресурс системы, а также снижает их стоимость.

1. Постановка задачи

Основными задачами данного исследования являются:

1. Верификация по экспериментальным данным модели расчета основных характеристик охладителя на основе пульсационной трубы с использованием программного комплекса DeltaEC.

2. Исследование влияния геометрии и давления рабочего тела холодильника на основе пульсационной трубы на температуру охлаждения.

3. Оптимизация параметров конструкции охладителя с помощью расчетной модели DeltaEC по критерию обеспечения минимальной температуры термостатирования $T_{хол}$.

Для разработки расчетной модели охладителя на основе пульсационной трубы был использован программный комплекс DeltaEC (Design Environment for Low-amplitude ThermoAcoustic Energy Conversion – разработка Los Alamos National Laboratory, 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 выполняет численное интегрирование в одном измерении, используя низкоамплитудную «акустическую» аппроксимацию и синусоидальную временную зависимость изменения параметров. Внутренний рабочий контур разбивается по длине на сегменты. Комплексные величины давления и объемной скорости рассчитываются от сегмента к сегменту построенной модели. Как правило, для численного интегрирования заданных пользователем моделей DeltaEC необходимо задать некоторые параметры «целей» (например, частоты волнового процесса при прочих заданных параметрах) и «предположений» («targets» and «guesses») [7].

2. Верификация модели расчета пульсационного охладителя

Для разработки расчетной модели охладителя на основе пульсационной трубы за основу взята конструкция холодильной установки, представленной в работе [8] (рис.2, табл. 1).

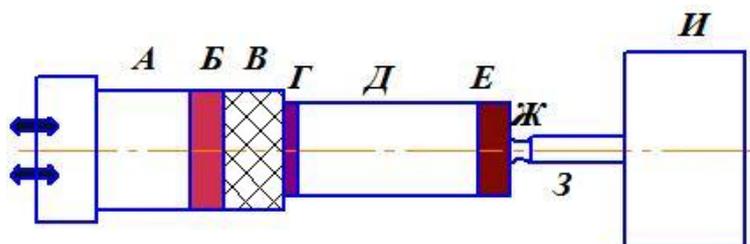


Рис.2. Принципиальная схема пульсационного охладителя с разбиением на расчетные сегменты по функциональным признакам

Начальные параметры для расчетной модели: давление, частота осцилляций, объемная скорость потока, - выбирались, исходя из того, что подвод акустической энергии в устройство осуществляется при помощи линейного пульсатора давления STAR фирмы «QDrive» (табл. 2).

Таблица 1. Исходные параметры рассчитываемой модели

	Элемент	Радиус, м	Длина, м	Толщина стенки, м	Материал
А	Передающая труба	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь
Б	Входной теплообменник	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	Медь
В	Регенератор	$8,5 \cdot 10^{-3}$	$6 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь
Г	Холодный теплообменник	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	Медь
Д	Пульсационная труба	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$2,3 \cdot 10^{-1}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь
Е	Горячий теплообменник	$4,7 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	Медь
Ж	Инерционная труба	$1,93 \cdot 10^{-3}$	1,45	$1,25 \cdot 10^{-3}$	Медь
З-И	Ресивер	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$1,49 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь

Таблица 2. Исходные параметры модели на входе

Величина	Обозначение параметра в программе «DeltaEC»	Значение
Среднее давление газа, Па	Mean P	$1,689 \cdot 10^6$
Частота, Гц	Freq	50,852
Температура газа, К	TVeg	300,22
Амплитуда давления, Па	p	$0,094 \cdot 10^6$
Фаза давления, град	Ph(p)	-116
Амплитуда объемной скорости, м ³ /с	U	$7,461 \cdot 10^{-4}$
Фаза амплитуды объемной скорости, град	Ph(U)	-97,012
Общая мощность потока, Вт	Htot	57,418

На основе одномерной модели расчета пульсационного холодильника в соответствии с рис. 2 получены характеристики устройства, сходные с экспериментальными данными [8] прототипа. Их сравнение представлено на рис. 3, расхождение в результатах расчета составила 3...5%.

Для исследования модели получена резонансная частота работы охладителя $f = 59$ Гц, при которой режим работы охладителя считается оптимальным, в результате температура охлаждения составила 125,6 К (для сравнения, в [8] при частоте 65 Гц и среднем давлении рабочего тела 1,8 МПа, $T_{хол}=125,74$ К).

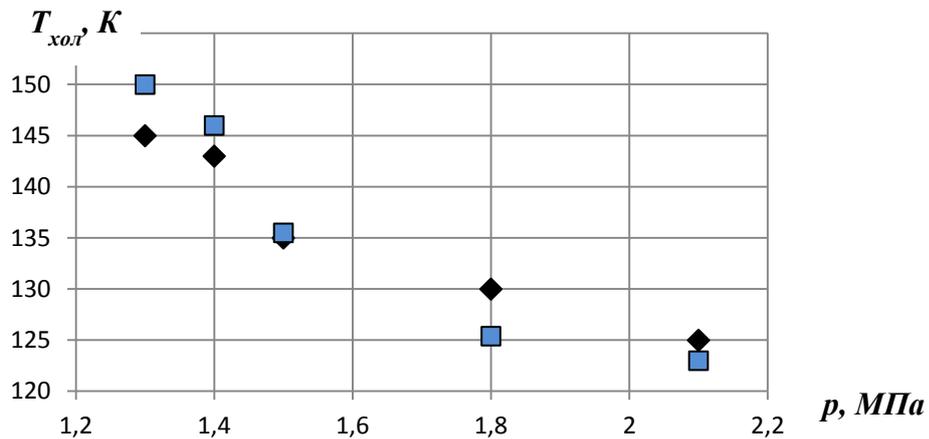


Рис.3 Зависимость температуры в холодном теплообменнике от среднего давления.
 (◆) – экспериментальные данные [8]; (■) – расчетные данные (программа DeltaEC).

3. Исследование влияния геометрии конструкции на температуру охлаждения

Для решения задачи достижения минимального уровня температуры предлагается варьировать геометрическими параметрами охладителя. Так как в исходной конструкции некоторые группы элементов имеют одинаковые проходные сечения, целесообразным представляется проводить оптимизацию, изменяя радиус всей группы элементов одновременно. На первом этапе расчета было произведено определение оптимального диаметра элементов А-В (передающей трубы, входного теплообменника и регенератора).

Подбор радиуса производился с шагом 0,02 см. Результат оптимизации приведен на рис.4.

Как видно из графика (рис.4), был найден минимум температуры $T_{хол}=151$ К, полученный при значении радиуса элементов А-В $R_{А-В} = 0,63$ см.

На втором этапе, с учетом результатов предыдущего была произведена оптимизация модели по радиусу второй группы элементов Г-Е (холодного и горячего теплообменников, а также пульсационной трубы).

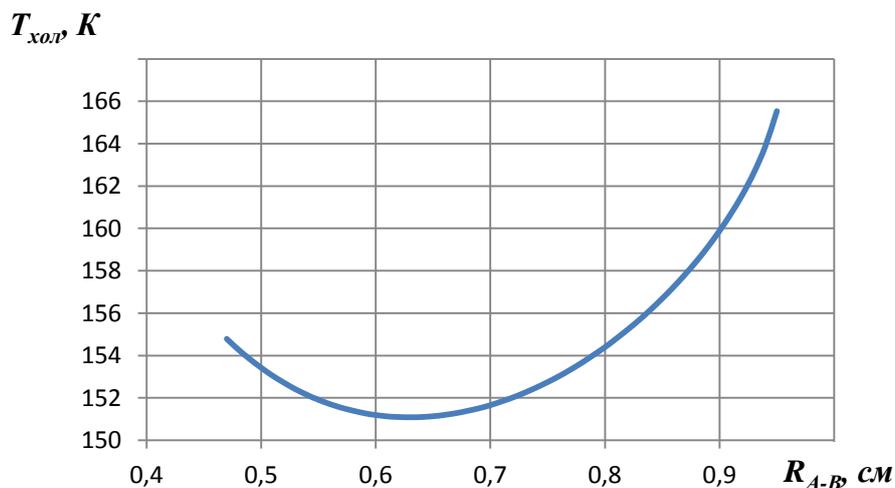


Рис. 4 Зависимость температуры в холодном теплообменнике от радиуса сечений А-В

Таблица 4. Расчетные значения параметров для участка Г-Е

$R_{Г-Е}$, см	0,47		$R_{Г-Е}$, см	0,5		$R_{Г-Е}$, см	0,52		$R_{Г-Е}$, см	0,57	
	$T_{холл}$, К	f, Гц									
0,33	141,3	83,525	0,33	141,17	81,822	0,33	141,4	80,474	0,33	142,93	76,539
0,335	141,25	83,497	0,335	-	-	0,335	-	-	0,335	-	-
0,34	141,28	83,405	0,34	140,96	81,823	0,34	141,04	80,578	0,34	142,12	76,982
0,344	-	-	0,344	140,98	81,745-	0,344	141,01	80,538	0,344	-	-
0,35	141,55	83,067	0,35	141,09	81,56	0,35	141,05	80,403	0,35	141,76	77,066
0,358	-	-	0,358	-	-	0,358	-	-	0,358	141,72	76,962
0,36	142,10	82,563	0,36	141,48	81,132	0,36	141,34	80,021	0,36	141,75	76,884
0,37	142,77	81,937	0,369	-	-	0,37	141,86	79,482	0,37	142,01	76,499
0,38	143,63	81,221	0,37	142,08	80,548	0,38	142,55	78,826	0,38	142,49	75,962
0,39	144,60	80,439	0,38	142,86	79,848	0,39	143,88	78,082	0,39	143,14	75,309
0,40	145,68	79,608	0,39	143,75	79,087	0,4	144,32	77,272	0,40	143,92	74,567
0,41	146,83	78,744	0,4	144,79	78,229	0,41	145,36	76,413	0,41	144,82	73,756
0,42	148,05	77,858	0,41	145,83	77,405	0,42	146,47	75,520	0,42	145,8	72,894
0,43	149,33	76,958	0,42	146,98	76,512	0,43	147,64	74,601	0,43	146,86	71,994
0,44	150,65	76,052	0,425	-	-	0,44	148,86	73,667	0,44	147,97	71,065
0,45	152,00	75,145	0,43	148,21	75,586	0,45	150,12	72,723	0,45	149,13	70,116
0,46	153,40	74,243	0,44	149,45	74,67	0,46	151,42	71,776	0,46	150,33	69,155
0,47	154,78	73,368	0,45	150,76	73,736	0,47	152,71	70,851	0,47	151,53	73,368
0,48	156,25	72,463	0,46	152,11	72,789	0,48	154,08	69,887	0,48	152,81	72,463
0,49	157,71	71,591	0,47	153,45	71,867	0,49	155,43	68,952	0,49	154,08	66,239
$R_{Г-Е}$, см	0,63		$R_{Г-Е}$, см	0,74		$R_{Г-Е}$, см	0,85				
	$T_{холл}$, К	f, Гц		$T_{холл}$, К	f, Гц		$T_{холл}$, К	f, Гц			
0,35	144,01	72,33	0,35	-	-	0,35	-	-			
0,36	143,54	72,489	0,36	150,31	62,519	0,36	-	-			
0,369	143,41	72,369	0,369	-	-	0,369	-	-			
0,37	143,42	72,374	0,37	149,18	63,185	0,37	-	-			
0,38	143,57	72,051	0,38	148,53	63,476	0,38	-	-			
0,39	143,95	71,569	0,39	148,23	63,486	0,39	-	-			
0,4	144,56	70,914	0,4	148,21	63,279	0,4	-	-			
0,41	145,19	70,258	0,41	148,42	62,899	0,41	155,1	53,635			
0,42	146	69,478	0,42	148,81	62,384	0,42	154,88	53,564			
0,425	-	-	0,425	-	-	0,425	154,86	53,451			
0,43	146,89	68,64	0,43	149,34	61,759	0,43	154,91	53,291			
0,44	147,87	67,756	0,44	150	61,046	0,44	155,13	52,862			
0,45	148,9	66,837	0,45	150,76	60,259	0,45	155,53	52,295			
0,46	149,98	65,891	0,46	151,6	59,412	0,46	156,06	51,613			
0,47	151,08	64,947	0,47	152,48	58,536	0,47	156,69	50,852			
0,48	152,26	63,943	0,48	153,46	57,577	0,48	157,45	49,966			
0,49	153,43	62,925	0,49	154,47	56,604	0,49	158,28	49,018			

Первоначально $R_{Г-Е}$ составлял 0,47 см, шаг расчета по радиусу – 0,02 см, однако в области минимума для уточнения расчета шаг был уменьшен до 0,002 см. Одновременно при проведении расчета определялась частота, обеспечивающая температурный минимум. Результаты расчета приведены в табл. 4.

Как и предполагалось, наименьшее значение $T_{хол}$ было достигнуто при значении $R_{А-В}$, отличном от ранее найденного оптимума $R_{А-В} = 0,63$ см и составило $R_{А-В}=0,52$ см. Оптимальное значение $R_{Г-Е}$ рассчитывалось с учетом данного скорректированного значения $R_{А-В}$ и составило 0,344 см (рис. 5). Приоритет присвоения размера отдавался участку с большим воздействием геометрии на параметр $T_{хол}$.

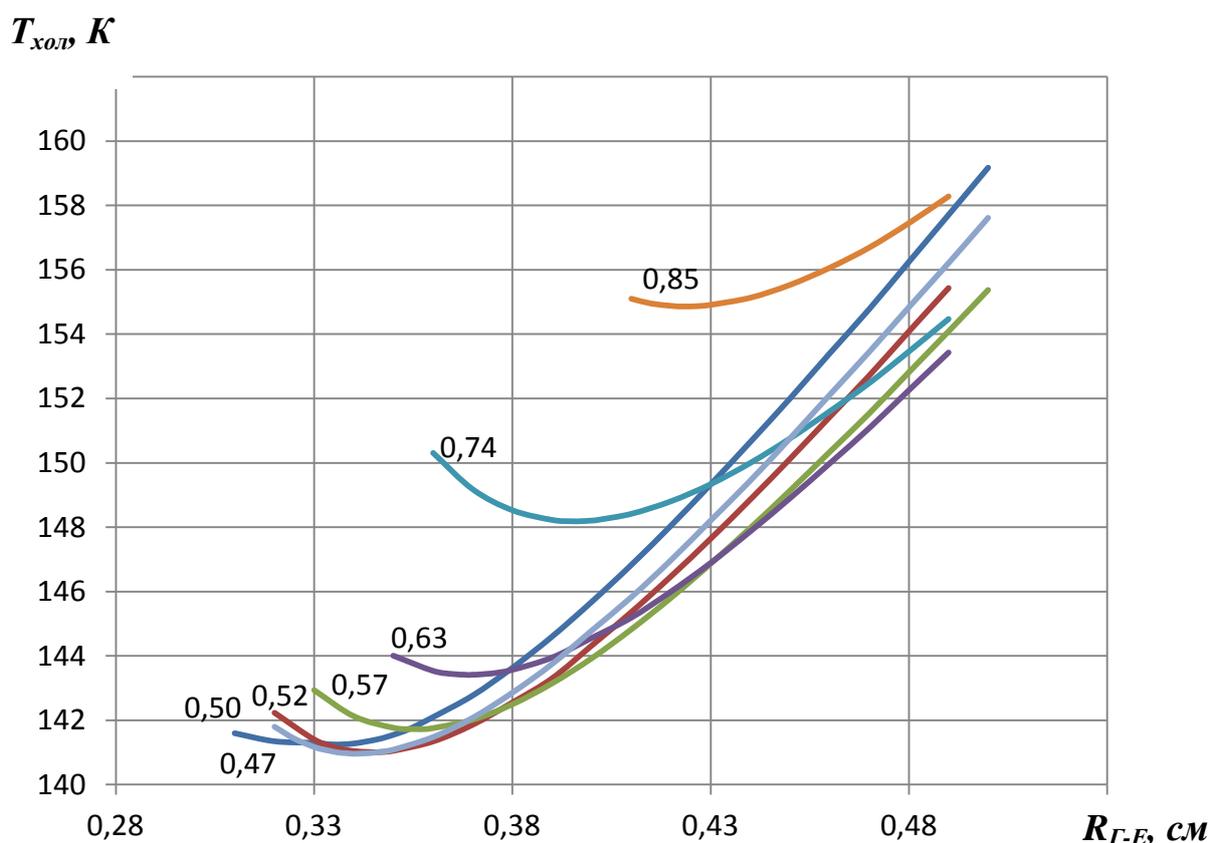


Рис. 5. Зависимость температуры в холодном теплообменнике от радиуса сечений А-В и Г-Е

Известно, что диаметр инерционной трубы оказывает существенное влияние на рабочие параметры установки. Поэтому была предпринята попытка анализа данного влияния, а также нахождения оптимального $R_{Ж}$.

Расчет производился для полученных ранее оптимальных значениях $R_{А-В}$ и $R_{Г-Е}$. Полученные результаты позволяют утверждать, что при данных значениях геометрических параметров температура холодного теплообменника будет падать до некоторого минимума при уменьшении $R_{Ж}$. Однако, вследствие малости размера $R_{Ж} = 0,193$ см, варьирование этим параметром приводит к изменению в расчетах и его сходимость резко ухудшается.

В связи с этим, для значений $R_{Ж}$ меньше 0,123 см расчет не проводился. Для возможности оценки влияния значения параметра $R_{Ж}$ на дальнейший расчет его оптимальное значение было принято $R_{Ж} = 0,15$ см. Результаты расчета представлены в таблице 5.

Таблица 5. – Расчетные значения параметров в зависимости от диаметра инерционной трубы $R_{Ж}$

$R_{Ж}$, см	$R_{A-B}=0,52$ см, $R_{Г-Е}=0,344$ см	
	$T_{хол}$, К	f ,Гц
0,123	131,49	41,176
0,125	131,63	43,372
0,127	131,78	45,421
0,129	131,95	47,34
0,131	132,12	49,15
0,133	132,3	50,86
0,134	132,39	51,68
0,135	132,48	52,481
0,136	132,57	53,261
0,137	132,67	54,024
0,138	132,76	54,768
0,139	132,86	55,496
0,143	133,25	58,251
0,146	133,56	60,169
0,15	134	62,557
0,153	134,35	64,234
0,157	134,85	66,335
0,163	135,67	69,234
0,165	135,96	70,142
0,17	136,73	72,295
0,173	137,23	73,515
0,183	139,02	77,249
0,193	141,01	80,537
0,203	143,17	83,46
0,213	145,47	86,041
0,223	147,87	88,311

На следующем этапе анализа было рассмотрено влияние длин некоторых элементов анализируемой модели на ее эффективность. Одним из этих элементов является регенератор (элемент В). График полученных зависимостей температуры холодного теплообменника от длины регенератора для исходной модели и параметры оптимизированной на предыдущих этапах модели представлены на рис.6.

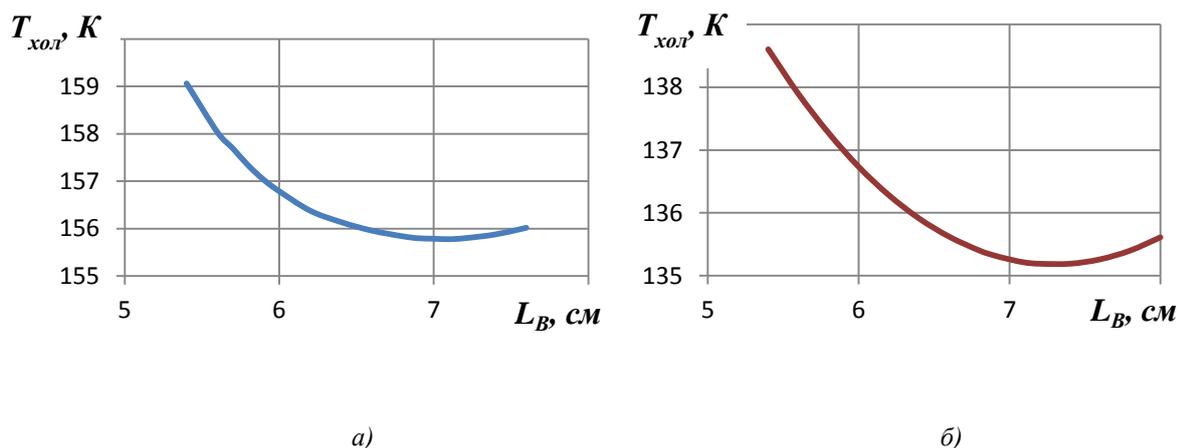


Рис. 6 Зависимость температуры в холодном теплообменнике от длины регенератора для (а) - исходной и (б) – оптимизированной моделей

Как видно из представленных графиков, влияние длины регенератора на температуру охлаждения при прочих равных условиях незначительно. Для обеих рассмотренных вариантов модели полученный оптимум величины $T_{хол}$ ниже исходного результата на 3 К.

Следующим элементом, расчет влияния которого на показатели эффективности моделируемой установки признается целесообразным, является пульсационная труба (элемент Д). Графики зависимостей температуры охлаждения от длины рассматриваемого элемента представлены на рис. 7, соответственно для исходной (а) и оптимизированной моделей (б). Существенно меньшее влияние на температуру охлаждения длины пульсационной трубы для исследуемой модели можно объяснить потерями мощности, которые в ней имеют место.

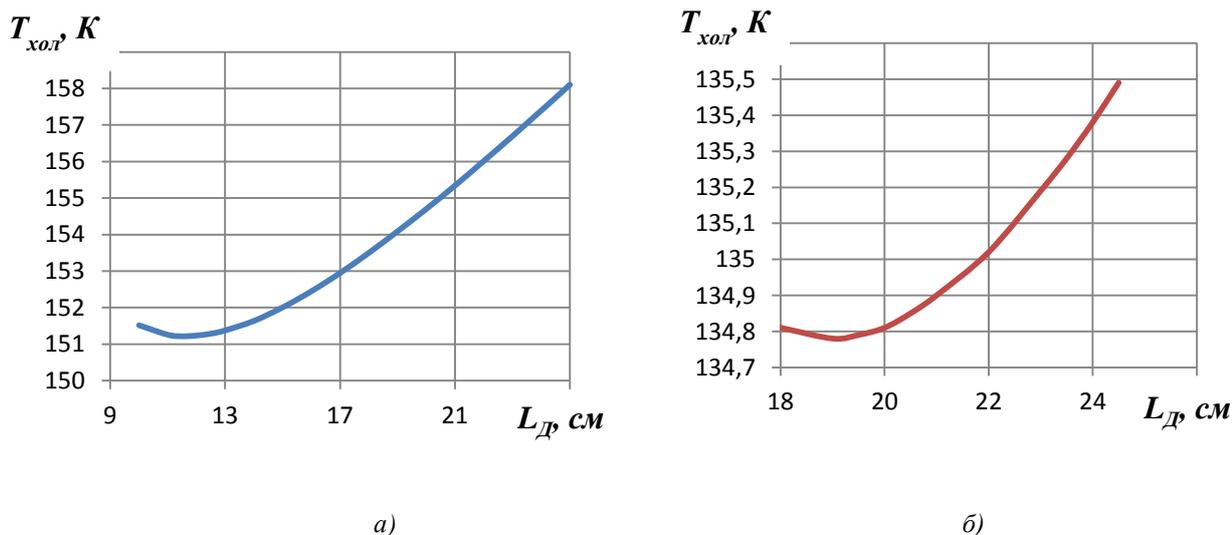


Рис. 7 Зависимость температуры в холодном теплообменнике от длины пульсационной трубы для (а) - исходной и (б) - оптимизированной модели

Эти потери происходят из-за мгновенного переноса тепла между газом и стенкой трубы, перемешиванием холодных и горячих слоев газа из-за турбулентного течения, течением в звуковом поле или циркуляцией газа внутри трубы, вызванной колебанием давления и взаимодействием газа со стенкой. Для термоакустических холодильников уменьшение влияние звукового поля производится увеличением длины пульсационной трубы или конусностью.

Последним элементом охладителя, который влияет на $T_{хол}$, является инерционная труба (элемент Ж). Полученные зависимости были проанализированы аналогично предыдущим расчетам для исходной и оптимизационной моделей.

Как можно судить по представленным графикам (рис. 8), влияние длины инерционной трубы на получаемую в холодном теплообменнике температуру более значительно, чем влияние всех отдельно взятых геометрических параметров, рассмотренных выше. Для исходной модели увеличение $L_{Ж}$ позволило достигнуть температуры в 130 К, т.е. уменьшить первоначальное значение на 21,3 К. Однако, необходимая длина инерционной трубы при этом составит 5 м. Для оптимизированной модели удалось добиться значения температуры в 119,6 К, что позволяет говорить о ~31,7 К выигрыша в температуре. Необходимая длина инерционной трубы в этом случае составит 3,4 м.

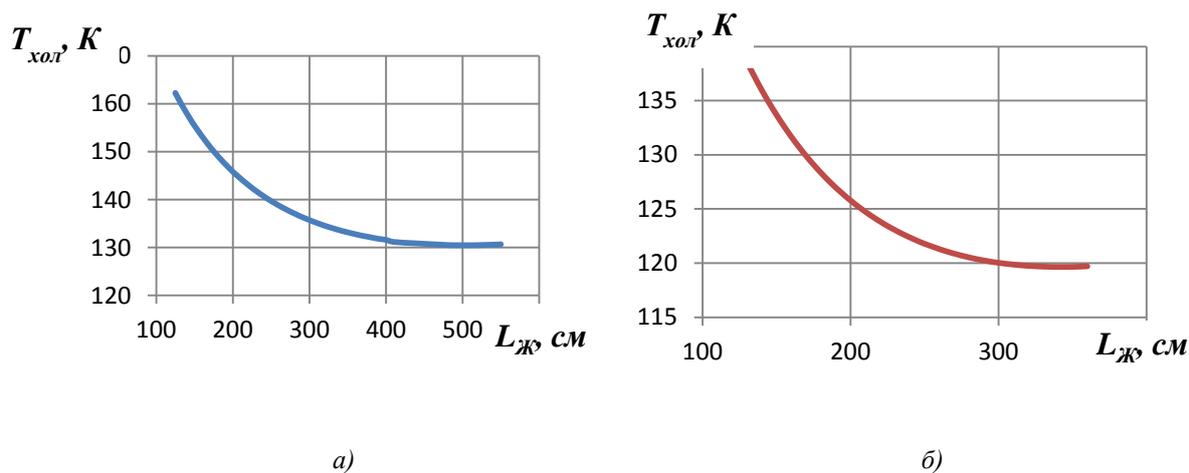


Рис. 8. Зависимость температуры в холодном теплообменнике от длины инерционной трубы для (а) - исходной и (б) - оптимизированной модели

3.1 Исследование влияния давления на температуру охлаждения

На следующем этапе анализа определялась возможность получить более низкую температуру холодного теплообменника при изменении среднего давления в цикле.

Расчет производился для модели с геометрическими параметрами прототипа, а также отдельно для каждого из промежуточных этапов (для каждого из элементов соответствия с 3.1) оптимизационного расчета по геометрическим параметрам (рис.9). Наименьшее значение температуры $T_{хол} = 115$ К, соответствует полученным ранее оптимальным значениям R_{A-B} , $R_{Г-Е}$, $R_{Ж}$, L_B , L_D , $L_{Ж}$ и величине среднего давления в контуре охладителя $p = 3,1$ МПа.

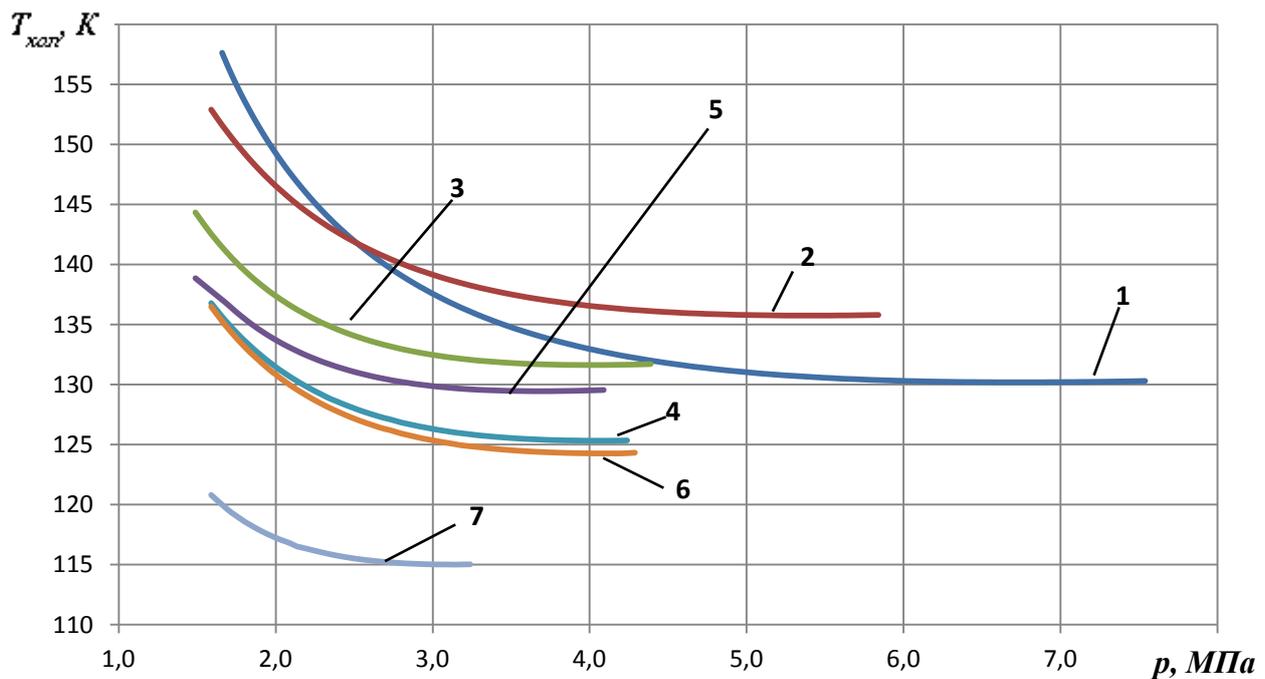


Рис. 9. Зависимость $T_{хол}$ от среднего давления в цикле для всех этапов расчета оптимизации модели 1 – исходная модель; 2 - оптимизация по R_{A-B} ; 3 - оптимизация по R_{A-E} ; 4 – оптимизация по $R_{A-Ж}$; 5 - оптимизация по $R_{A-Ж}, L_B$; 6 - оптимизация по $R_{A-Ж}, L_B, L_D$; 7 - оптимизация по $R_{A-Ж}, L_B, L_D, L_Ж$

Необходимо отметить, что с каждым последующим повторением расчета оптимизации геометрических параметров охладителя влияние давления уменьшается. Например, как следует из графика оптимизация только по радиусу элементов А и В позволяет снизить температуру охлаждения до 136 К при увеличении давления в 2,8 раза от исходного (зависимость 2), а комплексная оптимизация геометрических параметров охладителя по $R_{A-Ж}, L_B, L_D, L_Ж$ позволяет получить температуру охлаждения 115 К при повышении давления в 1,7 раза (зависимость 7). Это позволяет выбрать минимальные значения давления рабочего тела для достижения необходимой температуры охлаждения.

4. Результаты расчета

В результате проведенных расчетов по оптимизации прототипа термоакустического охладителя на основе пульсационной трубы было получено значение температуры охлаждения, равное 115 К. Оптимизация проводилась по проходным сечениям передающей трубы, входного теплообменника, регенератора, горячего и холодного теплообменников и пульсационной трубы, а также по длине: регенератора, пульсационной и инерционной труб и по среднему давлению в цикле.

На первом этапе был найден оптимальный диаметр передающей трубы А, входного теплообменника Б и регенератора В, затем, исходя из полученных данных, была проведена оптимизация диаметров холодного Г и горячего Е теплообменников и пульсационной

трубы Д. Для каждого этапа оптимизации было рассчитано оптимальное давление на входе, позволяющее получить наименьшую температуру холодного теплообменника.

В результате оптимизации модель установки будет иметь следующие конструктивные параметры (табл.5).

Таблица 5. Конструктивные параметры модели после оптимизации

	Элемент	Радиус, м	Длина, м	Толщина стенки, м	Материал
А	Передающая труба	$5,2 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$8 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь
Б	Входной теплообменник	$5,2 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	Медь
В	Регенератор	$5,2 \cdot 10^{-3}$	$7,2 \cdot 10^{-2}$	$1,07 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь
Г	Холодный теплообменник	$3,44 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	Медь
Д	Пульсационная труба	$3,44 \cdot 10^{-3}$	$1,95 \cdot 10^{-1}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь
Е	Горячий теплообменник	$3,44 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-2}$	$1,65 \cdot 10^{-3}$	Медь
Ж	Инерционная труба	$1,7 \cdot 10^{-3}$	3,4	$1,25 \cdot 10^{-3}$	Медь
З	Ресивер	$2,6 \cdot 10^{-2}$	$1,49 \cdot 10^{-1}$	$5 \cdot 10^{-3}$	Нержавеющая сталь

Расчетное значение эффективного холодильного коэффициента ε как отношение холодопроизводительности Q_C к подводимой к альтернатору электроэнергии $W_{эл}$ для пульсационного охладителя составил 3 % ($Q_C = 4 \text{ Вт}$, и $W_{эл} = 120 \text{ Вт}$).

Выводы

В настоящей публикации была проведена апробация расчетной модели пульсационного охладителя и исследована возможность получения минимальной температуры охлаждения и за счет геометрии и давления. В качестве прототипа была выбрана установка, позволяющая получать температуру охлаждения 150 К холодопроизводительностью 4 Вт. В результате оптимизации достигнуто понижение температуры холодного теплообменника установки до уровня 115 К при той же холодопроизводительности.

В ходе верификации расчетной модели в программном комплексе DeltaEC выявлено:

1. изменение проходных сечений позволило снизить уровень температуры охлаждения на 5-8%;
2. изменение длины регенератора не оказывает существенного влияния на температуру в холодном теплообменнике;
3. влияние длины инерционной трубы на температуру охлаждения признается наиболее значимым, однако комплексная оптимизация геометрии конструкции позволяет получать более компактные размеры данного сегмента охладителя по сравнению с изменением длины только инерционной трубы в ходе оптимизации;

4. увеличение давления оказывает влияние на снижение температуры охлаждения, однако минимальный уровень получен с учетом оптимизации всех элементов пульсационного охладителя.

Таким образом, проведенные расчеты и верификация их с экспериментальными данными подтверждают возможность использования полученной расчетной модели пульсационного охладителя как инструмента проектировочного расчета его конструктивных параметров.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ.

Список литературы

1. Gifford W.E., Longsworth R.C. Pulse-Tube Refrigeration // Journal of Engineering for Industry - Trans. of the ASME. 1964. Vol. 86, iss. 3. P. 264-268. DOI: [10.1115/1.3670530](https://doi.org/10.1115/1.3670530)
2. Longsworth R.C. An experimental investigation of pulse tube refrigeration heat pumping rates // In: Advances in Cryogenic Engineering. Springer US, 1967. P. 608-618. (Ser. Advances in Cryogenic Engineering; vol. 12). DOI: [10.1007/978-1-4757-0489-1_63](https://doi.org/10.1007/978-1-4757-0489-1_63)
3. Mikulin E.I., Tarasov A.A., Shkrebyonock M.P. Low-temperature expansion pulse tubes // In: Advances in Cryogenic Engineering. Springer US, 1984. P. 629-637. (Ser. Advances in Cryogenic Engineering; vol. 29). DOI: [10.1007/978-1-4613-9865-3_72](https://doi.org/10.1007/978-1-4613-9865-3_72)
4. Архаров А.М., Архаров И.А., Антонов А.Н. и др. Машины низкотемпературной техники. Криогенные машины и инструменты / Под общ. ред. А.М. Архарова и И.К. Буткевича. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 582 с.
5. Wheatley J., Hofler T., Swift G.W., Migliori A. Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with applications to acoustical heat engines // Am. J. Phys. 1985. Vol. 53, no. 2. P. 147-162.
6. Swift G.W. Thermoacoustic engines // J. Acoust. Soc. Am. 1988. Vol. 84. P. 1145-1180. DOI: [10.1121/1.396617](https://doi.org/10.1121/1.396617)
7. Ward W.C., Swift G.W. Design environment for low amplitude thermoacoustic engines (DeltaE) // J. Acoust. Soc. Am. 1994. Vol. 95, iss. 6. P. 3671-3672. DOI: [10.1121/1.409938](https://doi.org/10.1121/1.409938)
8. Farouk B., Dion A. Experimental and numerical investigations of cryogenic pulse tube refrigerators // Proc. of the VIII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources". Minsk, Belarus, 12-15 September, 2011. P. 40-51.

Optimizing the Thermoacoustic Pulse Tube Refrigerator Performances

08, August 2014

DOI: 10.7463/0814.0724073

E. V. Blagin¹, M. V. Lukasheva², S. O. Nekrasova^{1,a}, D.A. Uglanov¹¹Samara State Aerospace University n. a. S.P. Korolev, Samara 443086 Russia²Federal State Unitary Enterprise "State Research and Production Space Rocket Center "TsSKB-Progress " Samara, 443009, Russia^ayhoji@yandex.ru

Keywords: [regenerator](#), [thermoacoustic pulse tube refrigerator](#), [cryogenic temperature](#)

The article deals with research and optimization of the thermoacoustic pulse tube refrigerator to reach a cryogenic temperature level. The refrigerator is considered as a thermoacoustic converter based on the modified Stirling cycle with helium working fluid. A sound pressure generator runs as a compressor. Plant model comprises an inner heat exchanger, a regenerative heat exchanger, a pulse tube, hot and cold heat exchangers at its ends, an inertial tube with the throttle, and a reservoir. A model to calculate the pulse tube thermoacoustic refrigerator using the DeltaEC software package has been developed to be a basis for calculation techniques of the pulse tube refrigerator. Momentum, continuity, and energy equations for helium refrigerant are solved according to calculation algorithm taking into account the porosity of regenerator and heat exchangers. Optimization of the main geometric parameters resulted in decreasing temperature of cold heat exchanger by 41,7 K. After optimization this value became equal to 115,01 K. The following parameters have been optimized: diameters of the feeding and pulse tube and heat exchangers, regenerator, lengths of the regenerator and pulse and inertial tubes, as well as initial pressure. Besides, global minimum of temperatures has been searched at a point of local minima corresponding to the optimal values of abovementioned parameters. A global-local minima difference is 0,1%. Optimized geometric and working parameters of the thermoacoustic pulse tube refrigerator are presented.

References

1. Gifford W.E., Longworth R.C. Pulse-Tube Refrigeration. *Journal of Engineering for Industry - Trans. of the ASME*, 1964, vol. 86, iss. 3, pp. 264-268. DOI: [10.1115/1.3670530](https://doi.org/10.1115/1.3670530)

2. Longworth R.C. An experimental investigation of pulse tube refrigeration heat pumping rates. In: *Advances in Cryogenic Engineering*. Springer US, 1967, pp. 608-618. (Ser. *Advances in Cryogenic Engineering*; vol. 12). DOI: [10.1007/978-1-4757-0489-1_63](https://doi.org/10.1007/978-1-4757-0489-1_63)
3. Mikulin E.I., Tarasov A.A., Shkrebyonock M.P. Low-temperature expansion pulse tubes. In: *Advances in Cryogenic Engineering*. Springer US, 1984, pp. 629-637. (Ser. *Advances in Cryogenic Engineering*; vol. 29). DOI: [10.1007/978-1-4613-9865-3_72](https://doi.org/10.1007/978-1-4613-9865-3_72)
4. Arkharov A.M., Arkharov I.A., Antonov A.N., Butkevich I.K., et al. *Mashiny nizkotemperaturnoi tekhniki. Kriogennye mashiny i instrumenty* [Machines of low-temperature techniques. Cryogenic machines and tools]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2010. 582 p. (in Russian).
5. Wheatley J., Hofler T., Swift G.W., Migliori A. Understanding some simple phenomena in thermoacoustics with applications to acoustical heat engines. *Am. J. Phys.*, 1985, vol. 53, no. 2, pp. 147-162.
6. Swift G.W. Thermoacoustic engines. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1988, vol. 84, pp. 1145-1180. DOI: [10.1121/1.396617](https://doi.org/10.1121/1.396617)
7. Ward W.C., Swift G.W. Design environment for low amplitude thermoacoustic engines (DeltaE). *J. Acoust. Soc. Am.*, 1994, vol. 95, iss. 6, pp. 3671-3672. DOI: [10.1121/1.409938](https://doi.org/10.1121/1.409938)
8. Farouk B., Dion A. Experimental and numerical investigations of cryogenic pulse tube refrigerators. *Proc. of the 8th Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources"*. Minsk, Belarus, 12-15 September, 2011, pp. 40-51.