

Проектирование термоакустических холодильников

М.Э.Х. Тиджани, Дж.К.Х. Зигерс, А.Т.А.М. де Ваэле

*

Факультет прикладной физики, Технологический университет Эйндховена, Почтовый ящик 513, 5600 МБ Эйндховен, Нидерланды

Получено 12 ноября 2001 года; принято 5 декабря 2001 года

Аннотация

В данной статье описывается конструкция термоакустических холодильников с использованием линейной теории термоакустики. Из-за большого количества параметров будет введен выбор некоторых параметров наряду с безразмерными независимыми переменными. Стратегия проектирования, описанная в этой статье, является руководством по проектированию и разработке термоакустических охладителей. Будет обсуждена оптимизация различных частей холодильника, и будут даны критерии для получения оптимальной системы.

- 2002

Elsevier Science

Ооо. Все права защищены.

Ключевые слова: Термоакустика; Охлаждение

1. Введение

Теория термоакустическое хорошо зарекомендовал себя, но количественный подход к конструированию thermoacoustic холодильник по-прежнему не хватает в литературе. Термоакустические холодильники - это системы, которые используют звук для выработки охлаждающей мощности. Они состоят в основном из громкоговорителя, прикрепленного к акустическому резонатору (трубке), заполненному газом. В резонаторе установлен пакет, состоящий из ряда параллельных пластин и двух теплообменников, как показано на фиг. 1. Громкоговоритель поддерживает акустическую стоячую волну в газе на основной резонансной частоте резонатора. Акустическая стоячая волна вытесняет газ в каналах трубы при сжатии и расширении. Тепловое взаимодействие между колеблющимся газом и поверхностью трубы создает акустическую тепловую накачку. Теплообменники обмениваются теплом с окружающей средой на холодной и горячей сторонах штабеля. Подробное объяснение того, как работают термоакустические охладители, дано Swift [1] и Wheatly et al. [2]. В этой статье описывается проектирование и процедура разработки термоакустического холодильника. Термоакустический холодильник, сконструированный на основе методики проектирования, приведенной в этом документе, работал должным образом и достиг низкого

температура $A -65^{\circ}\text{C}$. Результаты измерений можно найти в другом месте [3,4].

2. Стратегия разработки

Мы начнем с рассмотрения конструкции и оптимизации стека, который образует сердце кулера. Коэффициент полезного действия дымовой трубы, определяемый как отношение тепла, перекачиваемого дымовой трубой, к акустической мощности, используемой дымовой трубой, должен быть максимизирован. Точные теоретические выражения акустической мощности и охлаждающей способности в стеке сложны, поэтому можно попытаться использовать упрощенные выражения, выведенные из короткого стека, и приближения пограничного слоя [1,3]. Эти выражения все еще выглядят сложными и содержат большое количество параметров рабочего газа, материала и геометрических параметров дымовой трубы. В инженерном деле трудно иметь дело с таким количеством параметров. Однако можно уменьшить количество параметров, выбрав группу безразмерных независимых переменных. Олсон и Свифт [5] написали статью о подоби и безразмерных параметрах

для термоакустических устройств. Некоторые безразмерные параметры могут быть выведены непосредственно. Другие могут быть определены из предположений о пограничном слое и коротком стеке как [1,3]. Параметры, имеющие важное значение в моакустике, которые содержатся в выражениях рабочего потока и теплового потока, приведены в таблице 1 [3].

Цель конструкции термоакустического холодильника состоит в том, чтобы соответствовать требованиям к заданной охлаждающей мощности

—
Вопрос

Вопрос

и заданная низкая температура T

. Это

www.elsevier.com/locate/cryogenics

Криогеника 42 (2002) 49-57

Автор-корреспондент. Тел.: +31-40-247-4215; факс: +31-40-243-8272.

Адрес электронной почты: a.t.a.m.d.waele@tue.nl (А.Т.А.М. де Вазле).

0011-2275/02/\$ - см. вопрос спереди

- 2002 Elsevier Science Ltd. Все права защищены.

РП: C 0 0 1 1 - 2 2 7 5 (0 1) 0 0 1 7 9 - 5

требования могут быть добавлены к параметрам работы

, указанным в таблице 1.

Приближения пограничного слоя и короткого стека предполагают следующее [1,3]:

- Уменьшенная акустическая длина волны больше, чем длина стопки: $k = 2\pi$

) Л

с

;

так что давление и

плотность можно считать постоянными по всей трубе

и что акустическое поле не подвергается существенному

искажению из-за присутствия трубы.

- Глубина термического и вязкостного проникновения невелика-меньше, чем интервал в стопке: d

k

;

d

m

(у

0

. Это

предположение приводит к упрощению

функций Ротга, где комплексные гиперболические касательные могут быть установлены равными единице [1,3].

- Разница температур меньше средней температура: DT

m

(T

m

, так что теплофизические

свойства газа можно рассматривать как постоянные

внутри трубы.

Длина и положение стопки могут быть нормализованы

на $k = 2\pi$. Глубина термического и вязкостного проникновения

может быть нормализована с помощью половинного интервала в стопке у

0

Холодная температура или разница температур могут

быть нормализованы с помощью T

m

. Поскольку d

k

и d

m

(см. Ниже)

связаны числом Прандтля g , это еще больше упростит
укажите количество параметров. Олсон и Свифт [5]
предложили нормализовать акустическую мощность

—

W

W

и

мощность охлаждения

—

Вопрос

Вопрос

c

произведением среднего давления

п

m

;

скорость звука a и площадь поперечного сечения

стек A : p

m

aA

. Амплитуда динамического давления

может быть нормализована средним давлением. Соотношение

p

0

=p

m

называется передаточным отношением D. На практике материал штабеля может быть выбран таким образом, чтобы термином теплопроводности в выражении теплового потока можно было пренебречь [1]. В этом случае параметры материала штабеля не должны учитываться при расчетах производительности.

Пористость стопки, иногда называемая коэффициентом засорения и определяемая как

B

$\frac{1}{4}$

y

0

y

0

p l

p1P

также используется в качестве безразмерного параметра для геометрии стека. Глубины термического и вязкостного проникновения задаются по формуле

:.....

d

k

$\frac{1}{4}$

ффифффифффифффифффифффиф

2K

контроль качества

n

x

c

p2P

и

d

m

$\frac{1}{4}$

ффифффифффифффифффифффиф

2л

qx

;

c

p3P

где K - теплопроводность, l - вязкость, q

- плотность, c

п

- изобарная удельная теплоемкость газа,
а χ - угловая частота звуковой волны.

Результирующим нормализованным параметрам присваивается дополнительный индекс п и они показаны в таблице 2. Количество параметров можно еще раз уменьшить, выбрав некоторые рабочие параметры и рабочий газ.

3. Выбор дизайна

Для этого исследования мы решили спроектировать холодильник-атор для разницы температур ΔT

м

$\frac{1}{4} 75 \text{ К}$ и

мощность охлаждения 4 Вт. Далее мы обсудим

Рис. 1. Простая иллюстрация термоакустического холодильника.

Акустически резонансная трубка, содержащая газ, набор параллельных пластин и два теплообменника. Громкоговоритель прикреплен к одному концу трубки, а другой конец закрыт. Тепло

$$\frac{-Q}{Q}$$

подаётся насосом вверх по трубе, так что

холодный теплообменник становится холоднее, а горячий теплообменник горячее.

Таблица 1

Параметры работы, рабочего газа и дымовой трубы

Рабочие параметры

Параметры рабочего газа

Рабочая частота: f

Динамическая вязкость: 1

Среднее давление: p

M

Теплопроводность: К

Амплитуда динамического давления:

p_0

Скорость звука: а

Средняя температура: T

M

Отношение изобарной к изохорной

удельной теплоемкости: с

Стек

Материал

Геометрия

Длина: L

c

Теплопроводность: К

C

Центральное положение стопки: x

C

Плотность: ρ

C

Толщина пластины: 2 л

Удельная теплоемкость: с

C

Расстояние между пластинами: $2u$

0

Поперечное сечение: А

Таблица 2

Нормализованные параметры работы, рабочего газа и дымовой трубы

Рабочие параметры

Передаточное число привода: D

$\frac{1}{4} p$

0

=p

m

Нормализованная мощность охлаждения: Q

сн

$\frac{1}{4}$

—

Вопрос

Вопрос

c

=p

m

aA

Нормализованная акустическая мощность: Вт

n

$\frac{1}{4}$

—

W

W =p

m

aA

Нормализованная разница температур: DT

мн

$\frac{1}{4} DT$

m

=T

m

Параметры газа

Число Прандтля: г

Нормированная глубина термического проникновения: d

кн

$\frac{1}{4} d$

k

=y

0

Параметры геометрии стопки

Нормализованная длина стопки: L

сн

$\frac{1}{4} kL$

c

Нормализованное положение стека: x

n

$\frac{1}{4} kg$

Коэффициент засорения или пористость: B

$\frac{1}{4} y$

0

=

да - да-да

0

p 1p

50

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

выбор некоторых рабочих параметров, газа и

материала дымовой трубы.

3.1. Среднее давление

Поскольку плотность мощности в термоакустическом устройстве равна

пропорционально среднему давлению p

m

[1], это благоприятно-

возможность выбрать p

m

как можно больше. Это определяется

механической прочностью резонатора. С

другой стороны, d

k

обратно пропорционально квадратному корню из

п

m

, таким образом, высокое давление приводит к небольшому d

k

и небольшое

расстояние между стопочными пластинами. Это затрудняет конструкцию.

культ. Принимая во внимание эти эффекты, а также делая

предварительный выбор гелия в качестве рабочего газа (см.

ниже), максимальное давление составляет 12 бар. Мы решили

использовать 10 бар. Чтобы свести к минимуму теплопроводность от

горячей стороны стопки к холодной стороне, мы использовали держатель, изготовленный из материала с низкой теплопроводностью (например, помертвевшего металла).

3.2. Частота

Поскольку плотность мощности в термоакустических устройствах является линейной функцией акустической резонансной частоты [1]
, очевидным выбором, таким образом, является высокая резонансная частота.
С другой стороны, d_k

обратно пропорционально
квадратному корню из частоты, что опять же подразумевает наличие стопки
с очень малым расстоянием между пластинами. Идя на компромисс
между этими двумя эффектами и тем фактом, что
резонанс драйвера должен быть согласован с резонансом резонатора
для высокой эффективности драйвера, мы решили использовать
частоту 400 Гц.

3.3. Динамическое давление

Амплитуда динамического давления p_0

p_0

ограничено двумя

факторами, а именно, максимальной силой водителя и нелинейностями. Акустическое число Маха, определяемое как

M

$1/4$

p_0

p_0

вопрос

m

a

2

;

p_0

должно быть ограничено M

≈ 0.1 для газов во избежание

нелинейных эффектов [1]. Из многих экспериментальных исследований

структуры турбулентных колебательных течений неожиданно

было замечено, что переход к турбулентности в

пограничном слое происходил при числе Рейнольдса (R)

на основе толщины пограничного слоя Стокса, примерно 500-550, независимо от конкретной геометрии потока (труба, канал, колеблющаяся пластина) [6-9]. Поскольку мы намерены спроектировать холодильник с умеренной мощностью охлаждения, мы будем использовать передаточные числа $D < 3\%$, так что $M < 0.1$ и R

у

<

500:

3.4. Рабочий газ

В качестве рабочего газа используется гелий. Причина такого выбора заключается в том, что гелий обладает самой высокой скоростью звука и теплопроводность всех инертных газов. Кроме того, гелий дешев по сравнению с другими благородными газами. Высокая теплопроводность является целесообразной, поскольку d

является

пропорциональным квадратному корню из коэффициента теплопроводности K . Эффект от использования других газов обсуждается в другом месте [10].

3.5. Укладывать материал

Теплопроводность через материал штабеля и газ в области штабеля оказывает негативное влияние на работоспособность холодильника [1,3]. Укладываемый материал должен обладать низкой теплопроводностью K

и жара
емкость c

больше теплоемкости рабочего газа, чтобы температура штабелируемых пластин была постоянной. Выбран материал майлар, поскольку он обладает низкой теплопроводностью ($0,16 \text{ Вт/Мк}$) и производится в различных толщинах от 10 до 500 лм.

3.6. Геометрия стека

Существует множество геометрических форм, которые может иметь стопка: параллельные пластины, круглые поры, массивы штифтов, треугольные поры и т.д. Геометрия стека выражается в функции Ротта f_k

. Эта функция приведена для некоторых геометрий каналов в литературе [11]. Показано, что мощность охлаждения пропорциональна Im

$A\phi - a\phi - a\phi$

R [11,12].

На рис. 2 показаны действительная и мнимая части f_k

для некоторых геометрий в зависимости от соотношения гидравлический радиус

r
 h

и глубина теплового проникновения. Гидравлический радиус определяется как отношение площади поперечного сечения к периметру канала. Стеки Pin-массивов являются лучшими, но они слишком сложны в изготовлении.

Рис. 2. Мнимая и действительная части функции Ротта f_k

в зависимости от соотношения гидравлического радиуса и глубины термического проникновения. Рассматриваются три геометрии. Лучше всего подходят штыревые матрицы и стопки с параллельными пластинами. Для массивов выводов внутренний радиус r

$$\frac{1}{4} 3d$$

используется в расчетах.

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

51

Следовательно, мы решили использовать стопку, состоящую из параллельных пластин.

Отметим, что для стека параллельных пластин g

h

$$\frac{1}{4} y$$

0

:

Выбор частоты 400 Гц, среднего давления 10 бар и гелия в качестве рабочего газа определяет глубину термического и вязкостного проникновения. Использование эквалайзеров. (2) и (3) мы имеем для нашей системы d

k

$$\frac{1}{4} 0:1 \text{ мм и}$$

d

m

$$\frac{1}{4} 0:08 \text{ мм. Как видно из рис. 2 для параллельного-}$$

стопка тарелок Im

$A\phi - a\phi - a\phi$

k

R имеет максимум для g

h

=

d

k

$$\frac{1}{4} y$$

0

=

d

k

$$\frac{1}{4} 1:1. \text{ Поскольку интервал в стопке равен } 2y$$

0

, это означает, что оптимальное расстояние составляет 0,22 мм. Используя аналогичный анализ, Арнотт и соавт. [12] получили оптимальное расстояние около 0,26 мм. Чтобы не изменять акустическое поле, было заявлено использовать интервал в $2d$

k

до $4d$

k

[2]. Мы выбираем использовать расстояние примерно 0:3 мм. Об экспериментальном исследовании влияния размеров пор в стопке на производительность холодильника сообщается в другом месте [13].

Остальные геометрические параметры стека являются

положение центральной стопки x

c

, длина стопки L

c

;

и площадь поперечного сечения A . Эти параметры определяются на основе оптимизации производительности стека.

4. Дизайн стека

Мы остаемся при трех основных параметрах проектирования стека:

центральное положение x_n

x_n

, длина $L_{сн}$

$L_{сн}$

;

и площадь поперечного сечения

А. Эта площадь равна поперечному

сечению резонатора в месте расположения стека. Используя данные для параметров газа, мы сначала оптимизируем параметры геометрии дымовой трубы, оптимизируя производительность, выраженную в терминах коэффициента полезного действия (COP), который представляет собой отношение тепла, перекачиваемого дымовой трубой, к акустической мощности, используемой для осуществления теплопередачи [3]. Это приводит к определению x_n

x_n

и $L_{сн}$

$L_{сн}$

:

Затем

требуемая мощность охлаждения будет использована для определения площади поперечного сечения А. Как только эти параметры будут определены, мы сможем спроектировать резонатор.

Рассеиваемая акустическая мощность на холодной стороне резонатора создает дополнительную тепловую нагрузку на холодный теплообменник. Эта нагрузка и требуемая мощность охлаждения сформируют общую тепловую нагрузку, которую холодный теплообменник должен передать в дымовую трубу. Первый закон термодинамики гласит, что общая тепловая нагрузка на горячий теплообменник равна сумме тепла, перекачиваемого дымовой трубой, и акустической мощности, используемой дымовой трубой для реализации процесса теплопередачи [3]. Горячий теплообменник должен повторно отводить это тепло с горячей стороны дымовой трубы. Водитель должен предоставить акустической мощности для привода thermoacoustic жары процесс перехода и компенсации для всех вязких и тепловых процессов диссипации в стеке, теплообменники, и при резонатор стены [3]. Стратегия снятия знака кратко представлена на рис. 3. Подробный план вывода выражений, приведенных в этой статье, можно найти в другом месте [3].

Используя безразмерные параметры, соотношение температурного градиента вдоль стека и критического температурного градиента, заданного в [1]

C

$1/4$

rT_m

rT_m

c

может быть переписан как

C

$1/4$

$ДТ_{мн}$

$ДТ_{мн}$

кк А 1PBL - ов

$сн$

загар

Х икс

n

P:

p5P

Периметр штабеля, P, может быть выражен как функция

площади поперечного сечения как

П

$\frac{1}{4}$

A

y_0

ρl

:

ρbP

Выражения теплового потока и акустической мощности могут быть переписаны в безразмерную форму с использованием безразмерных параметров, газовых данных таблицы 3 и замены уравнений. (5) и (6). В результате получается

Вопрос

c_n

$\frac{1}{4} A$

d

k_n

D

2

грех 2 раза

n

$8c_1$

ρr

ρK

\hat{A}

ДТ

m_n

загар

X ИКС

n

ρ

кк A 1 ρ BL - ов

c_n

1

ρ фффиффиффи

ρ

π

ρr

1

р фффффффи

р

п

À 1

À

р фффффффи

р

п

А фффффффи

р

п

d

кн

Á

р7Р

Рис. 3. Иллюстрация процедуры проектирования холодильника.

Параметры стека x

сн

и L

сн

сначала определяются путем оптимизации

СОР. Затем А определяется с помощью требуемой мощности охлаждения. После этого проектируется резонатор, за которым следует проектирование теплообменников . Водитель должен обеспечить полную необходимую акустическую мощность.

Таблица 3

Данные, использованные при расчетах производительности

Рабочие параметры

Параметры газа

п

м

¼ 10 бар

а

¼ 935 м= с

Т

м

¼ 250 К

р

¼ 0:68

ДТ

мн

¼ 0:3

с

¼ 1:67

D

¼ 0:02

B

¼ 0:75

f

¼ 400 Гц, к ¼ 2: 68 м

A1

d

кн

¼ 0:66

52

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

и

W

п

¼

d

кн

L

сн

D

2

4с

с A 1ᄁB , потому что , ,

2

x

п

ДТ

мн

загар

X икс

п

Р

БЛ

сн

кк A 1ᄁ 1 ᄁ кк

ффифффиффи

р

п

ᄁK

À 1

d

кн

L

сн

D

2

4с

ффифффиффи

р

п

грех

2

x

п

Б

K

;

р8ᄁ

где K определяется как

K

¼ 1 À

ффифффиффи

p

п

d

кн

p

1

2

рд

2

кн

:

p9p

Член теплопроводности в уравнении. (7) был не-
отражен. Производительность стека выражается в
терминах коэффициента производительности
ПОЛИЦЕЙСКИЙ

¹/₄

Вопрос

сп

W

n

:

p10p

5. Оптимизация стека

В расчетах COP используются данные, приведенные в таблице 3
. Рис. 4 показаны вычисления производительности как
функция нормализованной длины стека L

сн

, для разных

нормализованные позиции стека x

n

. Нормализованное положение

x

n

$\frac{1}{4} 0$, соответствует положению водителя (пучность давления

). Во всех случаях КС показывает максимум. Для

каждой длины стопки существует оптимальное положение стопки.

По мере увеличения нормализованной длины стека,

пик производительности смещается на более крупные позиции стека, в то время как

он уменьшается. Это поведение следует понимать

следующим образом: уменьшение центрального положения

стека означает, что стек располагается близко к драйверу.

Это положение является пучностью давления и узлом скорости.

Уравнение (8) показывает, что потери на вязкость (второе слагаемое на

справа) пропорциональны квадрату акустической скорости. Таким образом, уменьшение скорости приведет к уменьшению потерь и, следовательно, к более высокому КПД.

Делается вывод, что максимальную мощность охлаждения можно ожидать в положении примерно на полпути между пучностью давления и узлом давления [3]. На рис. 5 пик COP, мощность охлаждения и акустическая мощность, рассчитанные в положении пика, отображаются как функции длины стопки. Мощность охлаждения и акустическая мощность увеличиваются, в то время как COP уменьшается в зависимости от длины стопки и, следовательно, в зависимости от нормализованного положения центра стопки. Как видно из фиг. 5, На, normalized стек длиной выше 0.35, КС меньше, чем один.

n

¼ 0:22 в нашем сетапе. Для достижения оптимального
производительность для этого требуется длина стека L

сн

¼ 0:23

(рис. 4). Выраженный в терминах нормального
положения и длины центра стека, мы имеем x

с

¼ 8 см и L

с

¼ 8:5 см.

Это эквивалентно размещению горячего конца стопки на
расстоянии 3,75 см от водителя. При этих условиях
безразмерная мощность охлаждения равна Q

сн

¼ 3:7

10

А6

. Поскольку требуемая мощность охлаждения составляет 4 Вт, уравнение (7)
приводит к площади поперечного сечения A

$\frac{1}{4} 12 \text{ см}$

2

который

эквивалентно радиусу r

$\frac{1}{4} 1:9 \text{ см}$ для цилиндрического

резонатора. Для отвода 4 Вт тепла в трубе используется 3 Вт акустической мощности (COP

$\frac{1}{4} 1:3$).

6. Резонатор

Резонатор сконструирован таким образом, чтобы длина, вес, форма и потери были оптимальными. Резонатор должен быть компактным, легким и достаточно сильным.

Рис. 4. Расчеты производительности для стека в зависимости от нормализованной длины и нормализованного положения в центре стека.

Рис. 5. Мощность охлаждения, акустическая мощность и производительность в центральном положении штабеля с максимальной производительностью в зависимости от нормированной длины штабеля.

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

53

форма и длина определяются резонансной

частотой и минимальными потерями на стенке резонатора

. Площадь поперечного сечения A резонатора в

месте расположения стека определена в предыдущем разделе

. Акустический резонатор может иметь длину $k=2$ или $k=4$

, как показано на фиг. 6(a) и (b). Потери на диссипацию при вязкой и тепловой релаксации происходят на

глубинах проникновения, вдоль поверхности резонатора.

В приближении пограничного слоя акустическая

мощность, теряемая на единицу площади поверхности резонатора,

определяется по формуле [1]

d

—

W

W

2

dS

$\frac{1}{4}$

1

4

вопрос

м

джху

1

ий

2

d

м

x

ρ

1

4

джей пи

1

j

2

вопрос

м

a

2

$^{\circ} \text{C} \rightarrow 1^{\circ} \text{F}$, , ,

k

x ;

p_{11P}

где первое слагаемое в правой части - это кинетическая

энергия, рассеиваемая при вязком сдвиге. Второй член - это

энергия, рассеиваемая в результате тепловой релаксации. Поскольку общая рассеиваемая энергия пропорциональна площади поверхности стенки резонатора, $k=4$ -резонатор будет рассеивать только половину энергии, рассеиваемой $k=2$ -резонатором. Следовательно, предпочтителен $k=4$ -резонатор. Хофлер [14] показывает, что резонатор с $k=4$ может быть дополнительно оптимизирован путем уменьшения диаметра части резонатора справа от стека (рис. 6(с)). Способ сделать это - минимизировать уравнение (11). Как показано на рис. 6(с), можно разделить две части, состоящие из трубки большого диаметра (1), содержащей пакет диаметром D

и трубка малого диаметра (2) с диаметром D

. Потери в части (2) отображаются как функция-определение соотношения D

$=D$

на рис. 7. Тепловые потери в-монотонно увеличивается в зависимости от отношения D

$=D$

но потери вязкости быстро уменьшаются примерно до

D

$1/4$ 0:5, а затем медленно увеличивайте. В результате общий убыток (сумма) имеет минимум около D

$=D$

$1/4$ 0:54:

Хофлер [14] и Гарретт [15] использовали металлический сферический лампочка для отключения резонатора. Сфера имела достаточный объем, чтобы имитировать открытый конец. Но на открытом

конце, который является пучностью скоростей, скорость максимальна, так что резкий переход от трубки малого диаметра к колбе может вызвать турбулентность, и поэтому возникают потери. Принимая во внимание эту проблему наряду с требованием сохранять компактность резонатора, мы использовали буферный объем в форме конуса для имитации открытого конца. Расчетная оптимизация половинного угла конуса для минимальных потерь была определена равной

°. Также используется постепенное сужение между трубкой большого диаметра и трубкой малого диаметра. Окончательная форма нашего резонатора показана на рис. 8. Измерения распределения акустического давления на стоячей волне внутри резонатора показывают, что система представляет собой резонатор с почти четвертью длины волны.

(a)
(b)
(c)

Рис. 6. Резонаторы трех типов, показывающие оптимизацию резонатора за счет уменьшения площади поверхности: (a) $k=2$ трубки; (б) $k=4$ трубки; (в) оптимизированная $k=4$ трубка. Различные измерения, использованные в расчетах, показаны в (с).

Рис. 7. Рассчитанные потери в резонаторной части малого диаметра (2), как функции отношения диаметра трубки малого диаметра к диаметру резонаторной части стека (1). Точки - это тепловые потери, пунктирная линия - потери вязкости, а сплошной график представляет

общие потери. Общие потери показывают минимум при D

$$=D$$

1/4 0:54.

Рис. 8. Окончательная форма, используемая для оптимизированного резонатора. Он состоит из трубы большого диаметра, содержащей патрубков и два теплообменника, трубы малого диаметра и буферного объема, имитирующего открытый конец.

54

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

На данный момент мы определили диаметры труб большого и малого диаметров, а также длину

трубы большого диаметра. Общая длина резонатора

определяется желаемой рабочей частотой 400

Гц. Сопоставляя давление и объемную скорость на

границе раздела между трубкой малого диаметра и трубкой

большого диаметра, можно определить условие резонанса, которое может

использоваться для регулирования длины. Ссылаясь на фиг. 6(с),

амплитуды динамического давления и скорости газа

, обусловленные стоячей волной в трубе большого диаметра (1),

приведены по формуле

π

$p_1 P$

$$\frac{1}{4} p$$

$p_1 P$

0

потому что

$r_{kx} P$

$p_{12} P$

и

u

$p_1 P$

$$\frac{1}{4}$$

π

$p_1 P$

0

вопрос

m

a

грех

$r_{kx} P$;

$p_{13} P$

где верхний индекс (1) относится к

трубе большого диаметра (1), а p

$p_1 P$

0

- амплитуда динамического давления в

месте возбуждения (пучность). Давление и скорость в

трубке малого диаметра (2) задаются формулой

π

$p_2 P$

$$\frac{1}{4} p$$

$p_2 P$

0

грех

Икдль ,,,

t

$A \times P P$

$p_{14} P$

и

u

$p_2 P$

$$\frac{1}{4}$$

π

$p_2 P$

0

вопрос

m

a

потому что

Икдль ,,,

т

À хРР;

р15Р

где L

т

- общая длина резонатора, а под-

надпись (2) относится к трубке малого диаметра.

На границе раздела между двумя частями в точке х

$\frac{1}{4} l$; где

l - длина трубы большого диаметра (1), давление

и объемный расход должны быть постоянными, это можно

резюмировать, сказав, что акустические импедансы

должны совпадать в месте соединения, таким образом

Z

р1Р

δ1Р $\frac{1}{4} z$

р2Р

илР:

р16Р

Путем замены

Z

р1Р

δ1Р $\frac{1}{4}$

п

р1Р

A

l

y

р1Р

$\frac{1}{4}$

детская кроватка

δk1Р

A

l

δ17Р

и

З

р2Р

δ1Р $\frac{1}{4}$

п

р2Р

A

2

y

р2Р

$\frac{1}{4}$

загар

Икдль ,,,

т

A лРР

A

2

δ18Р

в экв. (16), получаем условие резонанса

детская кроватка

δk1Р $\frac{1}{4}$

D

1

D

2

2

загар

Икдль ,,,

т

À 1РР;

p_{19P}

где L

τ

λ_1 - длина трубки малого диаметра.

Замена D

1

; D

2

, 1 в уравнение (19) дает общее

длина L

τ

$\frac{1}{4} 37,5$ см, чтобы длина трубки малого диаметра составляла 25 см. В наших расчетах мы не принимали во внимание наличие стека, тепловыделяющих преобразователей, сужение и демпфирование, которые влияют на резонансную частоту системы и, следовательно, на длину.

Прямые трубки, подобные той, что показана на рис. 6 (а) и (б), имеют резонансные моды, которые представляют собой целое число от основной моды. Всякий раз, когда существуют нелинейные эффекты, могут генерироваться более высокие гармоники, которые совпадают с резонансными модами и, следовательно, будут усилены. Это означает, что передача энергии будет происходить из основного режима работы в более высокие режимы колебаний. Этого механизма потерь следует избегать в акустических устройствах. Уравнение (19) показывает, что резонансные моды резонатора, имеющего неоднородное поперечное сечение, не являются целым числом от основного. Таким образом, можно избежать гармоник. Следовательно, помимо преимущества снижения потерь, оптимизированный резонатор, показанный на фиг. 8 имеет преимущество в том, что имеет нормальные резонансные моды, которые не являются целым числом основной моды. Кроме того, Оберст [16] показал, что использование резонаторов с формой, подобной проиллюстрированной на рис. 6 (с), может привести к чрезвычайно сильным стоячим волнам с относительно чистыми волновыми формами.

Как видно из рис. 8, резонатор большого диаметра состоит в основном из стека и двух теплообменников. Таким образом, потери энергии происходят в этих элементах. Потери резонатора локализованы в трубке малого диаметра. Как видно из рис. 7 минимальные потери мощности для D

$$=D$$

¼ 0:54 - это

—
W
W
res

потери в основном вызваны потерями вязкости. Эти потери энергии проявляются в виде тепла в холодном теплообменнике (рис. 1).

7. Теплообменники

Теплообменники необходимы для передачи тепла от процесса термоакустического охлаждения. Проектирование теплообменников является важнейшей задачей в области термоакустики. Мало что известно о теплопередаче в колебательном потоке с нулевой средней скоростью. Стандартная методология определения знака стационарного потока для теплообменников не может быть применена непосредственно. Кроме того, понимание сложных схем потока на концах стека также необходимо для проектирования. В настоящее время некоторые исследовательские группы используют методы визуализации для изучения этих очень сложных паттернов потока [17]. Далее мы обсудим некоторые вопросы, связанные с конструкцией теплообменников

.

7.1. Холодный теплообменник

Вся часть резонатора справа от пакета на рис. 8 охлаждается, поэтому необходим холодный теплообменник для хорошего теплового контакта между холодной стороной пакета и маленьким трубчатым резонатором. Электрический нагреватель установлен на холодном теплообменнике для измерения мощности охлаждения. Длина теплообменника определяется расстоянием, на которое передается тепло газом.

Оптимальная длина соответствует высоте от пика до пика

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

55

вытеснение газа при расположении холодного катиона теплообменника.

Амплитуда смещения задается формулой

x

l

$1/4$

y

p_{1P}

x

$1/4$

p

p_{1P}

0

xq

m

a

грех

$gkxP$:

p_{20P}

Подставляя данные из таблицы 3 и x

$1/4$ л $1/4$ 12:5 см,

дает x

l

$1/4$ 1:47 мм. Оптимальная продолжительность охлаждения

таким образом, теплообменник составляет около $2x$

l

$1/4$ 3 мм. Чтобы избежать,

насколько это возможно вход проблемам газовой когда

покидает стек и проникновение холодного теплообменника или

наоборот (непрерывность, объем, скорость), по-

rosity холодной теплообменник должен соответствовать по-

rosity стека. Это означает, что при проектировании преобразователя холодного тепла необходимо использовать

коэффициент засорения, равный

0,75.

Акустическая мощность также рассеивается в холодном

теплообменнике. Уравнение (8) может быть использовано для оценки

рассеиваемой мощности. Замена положения холодного

теплообменника x

n

$1/4$ 0:33; длина L

$сн$

$1/4$ 0.008 и

C

$1/4$ 0 (равномерная средняя температура), означает, что холодная

теплообменник будет рассеиваться

—

W

W

$сhх$

$1/4$ 0,2 Вт .

7.2. Горячий теплообменник

Горячий теплообменник необходим для отвода

тепла, перекачиваемого дымовой трубой, и отвода его в циркулирующую охлаждающую воду.

Как обсуждалось в предыдущем разделе

, оптимальная длина теплообменника равна амплитуде перемещения газа от пика к пику в месте расположения теплообменника. Но поскольку преобразователь горячего тепла должен отводить почти вдвое больше тепла, подаваемого холодным теплообменником, длина преобразователя горячего тепла должна быть вдвое больше длины холодного теплообменника (6 мм). Замена положения горячего теплообменника x

$\frac{1}{4} 0,10$, длина L

$\frac{1}{4} 0:016$ и $C \frac{1}{4} 0$

в уравнение (8), мы получаем оценку акустической мощности, рассеиваемой в горячем теплообменнике, которая

$\frac{1}{4} 0,33$ Вт .

8. Акустический драйвер

Драйвер должен обеспечивать общую акустическую мощность,

используемую стеком для передачи тепла и рассеиваемую в

различных частях, таким

образом

$\frac{1}{4} 0,33$ Вт .

8. Акустический драйвер

Драйвер должен обеспечивать общую акустическую мощность,

используемую стеком для передачи тепла и рассеиваемую в

различных частях, таким

образом

$\frac{1}{4} 0,33$ Вт .

8. Акустический драйвер

Драйвер должен обеспечивать общую акустическую мощность,

используемую стеком для передачи тепла и рассеиваемую в

различных частях, таким

образом

$\frac{1}{4} 0,33$ Вт .

8. Акустический драйвер

Драйвер должен обеспечивать общую акустическую мощность,

используемую стеком для передачи тепла и рассеиваемую в

различных частях, таким

образом

p

—

W

W

xxxx

¼ 3: 76 Вт:

p21P

Принимая во внимание мощность, рассеиваемую в различных частях, производительность системы становится

ПОЛИЦЕЙСКИЙ

¼

—

Вопрос

Вопрос

c

—

W

W

т

¼ 1:06:

p22P

Это значение ниже, чем производительность одного только стека 1.33.

Оптимизация драйвера обсуждалась в другом месте [3,18]. Более высокая производительность привода приводит к более высокой производительности всего холодильника система. Кроме того, высокая производительность драйвера означает, что необходимая акустическая мощность может быть получена без использования высоких электрических токов, которые могут повредить катушку.

9. DeltaE

Проверка предположений о коротком стеке и аппроксимации пограничного слоя показывает, что

длина L

стека

c

$\frac{1}{4} 8:5$ см - это в четыре раза меньше, чем

$k =$

2ρ

$\frac{1}{4} 1 = k \frac{1}{4} 0:37$ м, d

k

$\% \text{ г}$

0

$;$

и DT

m

$\frac{1}{4} 70$ К - это примерно

в четыре раза меньше средней температуры

T

m

$\frac{1}{4} 250$ К. Независимо от слабости второго

допущения, результаты вычислений, выполненных до настоящего времени, являются хорошими оценками для оптимизации работы холодильника.

атор. Компьютерная программа DeltaE [19] может быть использована для

прогнозирования производительности нашего холодильника. DeltaE

решает точные термоакустические уравнения в геометрии,

заданной пользователем, используя граничные условия для

различных переменных. Геометрия холодильника, показанная на

рис. 8 используется, а результаты расчетов приведены на

рис. 9.

Расчеты были выполнены с использованием передаточного числа привода

D

$\frac{1}{4} 2^\circ\text{C}$, постоянная температура нагрева T

h

$\frac{1}{4} 289 \text{ K}$, частота

частота f

$\frac{1}{4} 409 \text{ Гц}$, длина стопки $8,5 \text{ см}$ и

среднее давление p

m

$\frac{1}{4} 10 \text{ бар}$. В качестве рабочего

газа используется гелий. Изменение расстояния между трубой и приводом приводит к изменению резонансной частоты, если длина трубки малого диаметра остается постоянной (уравнение (19)).

Поэтому мы позволили изменить длину небольшого диаметра таким образом, чтобы резонансная частота оставалась постоянной на уровне 409 Гц . Расчетная холодная температура T

c

и производительность по сравнению с методом Карно как функция тепловой нагрузки на холодный теплообменник

—

Вопрос

Вопрос

,

и для разных позиций x

h

горячего конца стека

со стороны драйвера показаны на рис. 9. COP

увеличивается с увеличением расстояния, достигает максимума

на расстоянии около 4,2 см, а затем уменьшается.

Оптимальная мощность охлаждения, соответствующая тепловой нагрузке

в положении максимального COPR, увеличивается в зависимости от положения.

Объяснение поведения

COPR и

—

Q

Вопрос

совпадает с приведенным в разделе 5.

Температура холодного воздуха в холодном теплообменнике является почти линейной функцией тепловой нагрузки. Наклон линии уменьшается по мере увеличения расстояния от пучности давления (драйвера), так что самая низкая температура при

—

Вопрос

Вопрос

$\frac{1}{4} 0$, увеличивается по мере увеличения расстояния. Это является следствием уменьшения критического температурного градиента, как обсуждалось в [3]. Максимальное значение COPR для

x

h

$\frac{1}{4} 4:2$ см, показывает оптимальную окружность

—

Вопрос

Вопрос

¼ 2: 75 Вт при

холодная температура T

c

¼ 229 К. Расчеты показывают,

что рассеиваемая акустическая мощность в холодном теплообменнике и в резонаторе малого диаметра составляет 0,65 Вт, так что общая мощность охлаждения на холодном конце составляет около 3,5 Вт. Основываясь на приведенных выше расчетах, мы решили использовать

56

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

стопка длиной 8,5 см расположена на расстоянии 4,2 см от водителя.

Конструкция термоакустического холодильника будет

описана в другом месте.

10. Заключение

Была обсуждена процедура проектирования термоакустического холодильника

. Мы начали проектирование с использования

приблизительных выражений для акустической мощности и теплового потока в коротком стеке и пограничном слое

. Было показано,

как можно уменьшить большое количество параметров,

используя безразмерные параметры и делая выбор из

некоторых параметров. Обсуждалась оптимизация различных частей

термоакустического холодильника.

Процедура изготовления охладителя описана

в другом месте [4].

Ссылки

[1] Свифт

ГВ.

Термоакустический

двигатели.

J

Акустический

Соц

Я

1988;84:1146-80.

[2] Уитли Дж.К., Хофлер Т., Свифт Г.У., Мильори А. Понимание

некоторые простые явления в термоакустике с приложениями к

акустическим тепловым двигателям. Am J Phys 1985;53:147-62.

[3] Тиджани МЕХ. Термоакустическое охлаждение с приводом от громкоговорителя.

Докторская диссертация, неопубликованная, Эйндховенский технологический университет, 2001.

[4] Тиджани МЕХ, Зигерс Дж.Ч., деВаэле АТАМ. Строительство и

характеристики термоакустического холодильника. Криогеника 2001

[представлено].

[5] Олсон-младший, Свифт Дж.У. Сходство в термоакустике. J Акустический Сок

Am 1994;95:1405-12.

[6] Сергеев СИ. Колебания жидкости в трубах при умеренном Рейнольдсе

число. Флюидный динамометр 1966;1:121-2.

[7] Меркли П., Томанн Х. Переход к турбулентности в колеблющейся трубе

поток. J Fluid Mech 1975;68:567-76.

[8] Хино М., Кашиваянаги М., Накаяма М., Хара Т. Эксперименты

о статистике турбулентности и структуре возвратно-поступательного

колеблющегося потока. J Fluid Mech 1983;131:363-99.

[9] Ахаван Т., Камм Р.Д., Шапиро А. Расследование

переход к турбулентности в ограниченных колебательных потоках Стокса. J

Текущий механизм 1991;225:423-44.

[10] Тиджани МЕ, Зигерс Дж.Ч., де Ваэле АТАМ. Число Прандтля

и термоакустические холодильники. J Acoust Soc Am 2001 [представить-

ted].

[11] Свифт ГВ. Термоакустические двигатели и холодильники. Энциклопедия-

Приложение dia Phys 1997;21:245-64.

[12] Пэт Арнот У, бас-гитара ОН, Распект Р. Общая формулировка

термоакустика для стеков с поперечными

сечениями пор произвольной формы. J Acoust Soc Am 1991;90:3228-37.

[13] Тиджани МЕ, Зигерс Дж.Ч., де Ваэле АТАМ. Оптимальный стек

расстояние для термоакустического охлаждения. J Acoust Soc Am 2001

[представлено].

[14] Хофлер Т.Дж. Конструкция и производительность термоакустического холодильника.

Докторская диссертация, физический факультет Калифорнийского университета

в Сан-Диего, 1986.

- [15] Гарретт С.Л., Адефф Дж.А., Хофлер Т.Дж. Термоакустический холодильник для применение в космической промышленности. J Теплопередача Thermophys 1993;7:595-9.
- [16] Oberst H. Eine Methode zur Erzeugung extrem starker stehender Schallwellen in Luft Akustische Zeits 1940;5:27–36;
English translation: Beranek L.L. Способ создания Чрезвычайно сильных Стоячих звуковых волн в Воздухе. J Acoust Soc Am 1940;12:308-400.
- [17] Ветцель М., Герман С. Экспериментальное исследование термоакустического эффекты на одной пластинке. Часть I: Температурные поля. Тепломассоперенос 2000;36:7;
Ветцель М., Герман С. Часть II: Теплопередача. Тепломассообмен 1999;35:433-42.
- [18] Тиджани МЕ, Зигерс Дж.Ч., де Ваэле АТАМ. Система газовых пружин для оптимизации громкоговорителей в термоакустических холодильниках. J Приложение Phys 2001 [представлено].
- [19] Ward WC, Swift GW. Среда проектирования для низкоамплитудных термоакустические двигатели. J Acoust Soc Am 1994;95:3671-4.

(a)

(b)

Рис. 9. Расчеты DeltaE в зависимости от тепловой нагрузки на холодный теплообменник и для различных положений от водителя: (a) производительность относительно показателя Карно, COPRS; (б) температура холодного теплообменника, T

^c

. Температура горячего теплообменника T_h

_h

также показано. Параметры, используемые в расчеты обсуждаются в тексте.

М.Э.Х. Тиджани и др. / Криогеника 42 (2002) 49-57

57