

ALISSON LUIZ ROMAN



**Desenvolvimento de um refrigerador
termoacústico
tipo onda estacionária**

**Florianópolis
2009**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM REFRIGERADOR
TERMOACÚSTICO
TIPO ONDA ESTACIONÁRIA**

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

ALISSON LUIZ ROMAN

Florianópolis, Fevereiro de 2009.

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE POS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**DESENVOLVIMENTO DE UM REFRIGERADOR
TERMOACÚSTICO
TIPO ONDA ESTACIONÁRIA**

ALISSON LUIZ ROMAN

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de
MESTRE EM ENGENHARIA

ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA
sendo aprovada em sua forma final.

Arcanjo Lenzi - Orientador

Eduardo Alberto Fancello - Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. César José Deschamps - Presidente

Prof. Fábio Fiates

Dr. Jorge Cláudio da Silva Pinto

Agradecimentos

À toda a minha família, especialmente à minha mãe Dinorah e meu irmão Vinícius, pelo apoio incondicional, moral e financeiro, ao longo de toda a graduação e também durante o mestrado.

À minha noiva Jaqueline, pelo suporte, incentivo e carinho.

À UFSC, pela oportunidade concedida.

Ao Prof. Arcanjo Lenzi, pelo esforço dedicado ao meu trabalho.

Ao Prof. Eliézer Batista, por acreditar em mim.

Ao Edmar Baars, da Embraco, pelo apoio não somente ao longo da graduação como também durante o mestrado.

Ao Prof. Fons de Waele, pela valiosa ajuda neste trabalho.

Aos amigos Luis Eraldo, Luiz Rufato, Sérgio e Zeca, pelo incentivo e amizade.

À Deus.

Conteúdo

Conteúdo	iv
Lista de Figuras	v
Lista de Tabelas	vii
1 Introdução	1
2 Revisão bibliográfica	4
2.1 O fenômeno termoacústico	4
2.2 Conceitos de termodinâmica	7
2.3 Equacionamento do fenômeno termoacústico	8
3 O gás e o atuador	16
3.1 Gás	16
3.2 O atuador	17
4 Parâmetros de dimensionamento	24
4.1 Aproximações	26
4.2 Parâmetros fixados	27
4.3 Fluxograma de dimensionamento	28
4.4 Stack	29
4.5 Ressonador	36
4.6 Trocadores de calor	37
4.7 Montagem	38
5 Resultados	41
5.1 Simulações	41
5.2 Modelo CFD	49
5.3 Experimentos	52
6 Conclusão	56
Bibliografia	58

Lista de Figuras

1.1	Refrigerador termoacústico tipo onda estacionária.	2
2.1	Fase entre pressão dinâmica e velocidade. a)em fase (0°) e b)em quadratura (90°).	5
2.2	Distribuição da pressão e da velocidade de partícula de uma onda estacionária formada no interior de um tubo.	6
2.3	As quatro etapas do ciclo ideal de uma parcela de gás em um refrigerador termoacústico.	6
2.4	Refrigerador termoacústico tipo onda estacionária.	7
2.5	Montagem final do atuador.	10
3.1	Apenas o magneto, a bobina e a suspensão da bobina foram aproveitados desse alto-falante para se construir o atuador para o termoacústico.	18
3.2	Montagem da mola plana no conjunto.	19
3.3	Análise modal da nova suspensão.	20
3.4	Análise de tensões (harmônica) para um deslocamento de 3mm em 322Hz.	20
3.5	Medição da ressonância do atuador, excitação randômica e medição da aceleração.	21
3.6	Montagem final do atuador.	22
4.1	Fluxograma de dimensionamento de um refrigerador termoacústico.	28
4.2	Partes real e imaginária da função f_k para algumas geometrias de stack, segundo Swift [[3]].	30
4.3	Varição da eficiência do stack com o comprimento do stack, para várias posições dentro do ressonador, para um refrigerador sintonizado em 300Hz.	31
4.4	Varição da força necessária no atuador	32
4.5	Varição do COP com a posição do stack, para 300Hz e 400Hz	32
4.6	Q_c em função de x_n e L_{sn}	33
4.7	Modelo da geometria final do stack	34
4.8	Dispositivo de fabricação do stack	35
4.9	Geometria final do stack fabricado.	35
4.10	Modelo do refrigerador com o ressonador modular, com apenas um módulo do ressonador após o stack, para melhor visualização.	36
4.11	Modelo do refrigerador com o ressonador modular, com apenas um módulo do ressonador após o stack, para melhor visualização.	37

4.12	Modelo dos trocadores de calor de cobre perfurado, com canais para passagem de fluido.	38
4.13	Protótipo construído e montado.	39
4.14	Pontos de medição de pressão (triângulos) e de temperatura (pontos).	39
5.1	Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	41
5.2	Variação do $COPR$ com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	41
5.3	Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador para um $Drive Ratio D = 1\%$. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	42
5.4	Variação do $COPR$ com a variação capacidade do refrigerador para um $Drive Ratio D = 1\%$. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	42
5.5	Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	43
5.6	Variação do $COPR$ com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	43
5.7	Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador, para 400Hz. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	43
5.8	Variação do $COPR$ com a variação capacidade do refrigerador, para 400Hz. $T_{hot} = 37^{\circ}\text{C}$	43
5.9	Variação da capacidade e COP em função do $drive ratio$, para pressão estática $P_m = 2\text{bar}$	46
5.10	Variação do COP em função da temperatura do trocador quente.	47
5.11	Variação do COP em função da posição do $stack$	47
5.12	Variação do COP em função do comprimento do $stack$	48
5.13	Variação do COP em função dá espessura da lâmina e do espaçamento entre as lâminas.	48
5.14	Variação de Q_c em função dá espessura da lâmina e do espaçamento entre as lâminas.	49
5.15	Malha CFD.	50
5.16	Detalhe do refino da malha.	50
5.17	Pressão e velocidade ao longo do ressonador e temperatura no $stack$ no tempo de 0,22s.	51
5.18	Pressão e velocidade ao longo do ressonador e temperatura no $stack$ no tempo de 0,68s.	51
5.19	p_1 no atuador (azul) e no final do ressonador (vermelho).	53
5.20	Velocidade na membrana do alto-falante.	53
5.21	Fase entre pressão e aceleração no atuador.	53
5.22	Temperaturas nos trocadores - Medição da capacidade do SW.	54
5.23	Exemplo de resultado do DeltaE.	55

Lista de Tabelas

3.1	Viscosidade, condutividade térmica, calor específico a pressão constante, densidade, Número de Prandtl e velocidade do som para alguns gases.	17
4.1	Variáveis de dimensionamento.	24
4.2	Variáveis de dimensionamento normalizadas	25
4.3	Parâmetros do protótipo	40
5.1	Dados resultantes da análise de variação de parâmetros.	45

Simbologia

Símbolos

a	velocidade do som	m/s
A	área	m ²
B	porosidade do <i>stack</i>	
c	calor específico	J/kg.K
D	<i>drive ratio</i>	
ϵ	energia interna por unidade de massa	J/kg
f	função de Rott para a geometria do stack	
F	força	N
h	entalpia por unidade de massa	J/kg
i	número imaginário	
k	número de onda	m ⁻¹
K	condutividade térmica	W/m.K
l, L	comprimento	m
m	massa molar	kg/mol
p	pressão	Pa
Q	calor	J
\dot{Q}	fluxo de calor	W
\mathfrak{R}	Constante do gás	J/kg.K
s, S	entropia	J/K
t	tempo	s
T	temperatura	K
ΔT	variação de temperatura	K
u	velocidade de partícula	m/s
\mathbf{v}	velocidade vetorial	m/s
W	trabalho	J
\dot{W}	potência	W
x	direção de propagação da onda	m
y	direção transversal à propagação da onda	m
z	direção transversal à propagação da onda	m
γ	razão de calores específicos	
η	rendimento	
ρ	densidade	kg/m ³
δ	camada limite	m
ω	rotação	rad/s
ϵ	energia interna por unidade de massa	J/kg
μ	viscosidade	kg/m.s

Índices

<i>0</i>	amplitude máxima
<i>1</i>	valor dinâmico
<i>b</i>	relativo à interface entre a lâmina do <i>stack</i> e o gás
<i>c</i>	relativo ao lado frio (<i>cold</i>)
<i>g</i>	relativo ao gás
<i>h</i>	relativo ao lado quente (<i>hot</i>)
<i>k</i>	relativo à condutividade térmica
<i>m</i>	média
<i>n</i>	normalizado
<i>p</i>	relativo à pressão
<i>s</i>	relativo ao <i>stack</i>
<i>v</i>	relativo ao volume no caso do calor específico c_v , relativo à viscosidade nos outros casos
*	conjugado complexo

Resumo

Termoacústica é um fenômeno físico no qual um gradiente de temperatura em uma parede gera uma onda sonora ressonante, ou uma onda sonora ressonante gera um gradiente de temperatura em uma parede. Este fenômeno é utilizado para se obter gradientes de temperatura da ordem dos gradientes presentes em refrigeradores domésticos, utilizando energia sonora. O conceito de refrigeração termoacústica é ecologicamente correto pois utiliza apenas gases inertes, como o hélio e o argônio, como gás de trabalho. O propósito deste trabalho é apresentar uma metodologia de projeto de um refrigerador termoacústico e também compreender o efeito das suas variáveis no seu desempenho. A metodologia aplicada consiste na definição do gás de trabalho, seguido do projeto do atuador, que então possibilita o dimensionamento dos parâmetros de projeto do refrigerador termoacústico. Para o protótipo construído foi medido um gradiente de temperatura de 19°C entre os trocadores quente e frio, com 17°C de temperatura fria, 9°C abaixo da temperatura ambiente. Contudo, os resultados obtidos não foram muito expressivos devido às dificuldades de medição encontrada, como vazamentos e confiabilidade.

Palavras chaves: Termoacústica, projeto, refrigerador.

Abstract

Thermoacoustic is a physical phenomenon witch a temperature gradient in a wall generates an acoustic resonant wave, or an acoustic resonant wave generates a temperature gradient in a wall. This phenomenon was used to obtain temperature gradients using acoustic waves, gradients the same size as those present is household refrigerators. The thermoacoustic refrigeration is a green concept because it uses only inert gases like helium and argon as working gas. The goal of this work is to present a thermoacoustic refrigerator design methodology and also to understand the effect of its variables on its performance. The applied methodology consists in the working gas definition followed by the actuator project, witch enables the thermoacoustic refrigerator parameters dimensioning. The constructed prototype reached 19°C gradient temperature between the hot and cold heat exchangers, with 17°C at the cold heat exchanger and 9°C lower than room temperature. However the results were not very expressive due to measurement difficulties, like leakages and reliability.

Keywords: Thermoacoustic, design, refrigerator.

Capítulo 1

Introdução

Custo e eficiência energética são os principais focos da pesquisa na área de refrigeração. Porém, com a crescente preocupação com o meio-ambiente e esgotamento dos recursos naturais, e ainda com o aumento do nível de exigência dos consumidores e maior regulamentação para os níveis de ruído, a indústria de refrigeração também investe na pesquisa de soluções mais ecologicamente corretas que as atuais.

Como os principais gases refrigerantes são nocivos à camada de ozônio da terra, a indústria de refrigeração já desenvolveu sistemas que utilizam CO_2 , que não agride o meio-ambiente tanto quanto os fluidos refrigerantes atuais.

Contudo, compressores que utilizam CO_2 como gás refrigerante precisam trabalhar com altas pressões¹ para terem boa eficiência de compressão, tornando o produto mais caro.

Assim como os compressores que utilizam CO_2 , a tecnologia **termoacústica** de refrigeração está se desenvolvendo como uma outra alternativa **ambientalmente correta** pois utilizam gases inertes, como o hélio e o argônio, como fluido de trabalho. Existe a possibilidade de se ter um baixo custo de produção devido à simplicidade dos componentes. Essa tecnologia é ideal para utilização com fontes de energia renováveis, abundantes e baratas como a energia solar e o calor rejeitado.

Em uma visão simples, o refrigerador termoacústico é composto por 5 partes: o gás, o atuador, os trocadores de calor quente e frio, o ressonador, e um material laminar empilhado dentro do ressonador, chamado de *stack* como mostra a Fig. 1.1. O gradiente de temperatura se forma no *stack*. Os primeiros trabalhos sobre refrigeradores termoacústicos foram conduzidos no Laboratório Nacional de Los Alamos (LANL, USA), na Universidade Estadual da Pennsylvania (USA) e na Escola de Pós-graduação Naval da Califórnia (NPS, USA). Alguns exemplos de termoacústicos já construídos apresentam variação de temperatura de 80°C no

¹ Pressões equalizadas da ordem de 60bar.

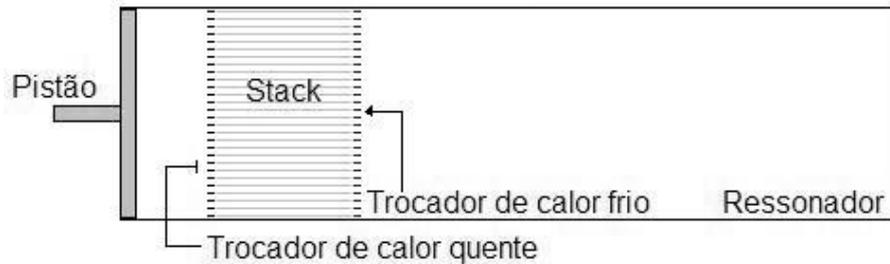


Figura 1.1: Refrigerador termoacústico tipo onda estacionária.

stack para 4W de capacidade², e capacidade de até 400W para uma variação menor de temperatura³, semelhante a um refrigerador doméstico [1]. Na Holanda, o *Low Temperature Group* da Universidade Técnica de Eindhoven TUE, sob a orientação do Prof. Alfons de Waele, também vem desenvolvendo trabalhos sobre a tecnologia termoacústica [1], [2].

Os sistemas termoacústicos são máquinas versáteis, pois também podem ser geradores de energia, se funcionarem no ciclo reverso. Ou seja, injetando calor no sistema termoacústico, este pode gerar uma onda de pressão, que por sua vez pode ser convertida em energia por um pizeletrico ou um êmbolo. Porém, isso não quer dizer que o processo seja reversível. O fenômeno termoacústico, como será apresentado adiante, é intrinsecamente irreversível.

No Laboratório Nacional de Los Alamos LANL foi desenvolvido um protótipo chamado *Thermoacoustically Driven Orifice Pulse Tube Refrigerator* TADOPTR que utiliza um termoacústico como o gerador da onda de pressão utilizada em um *Pulse-Tube*, e alcança temperatura fria de -158°C com 2kW de potência, isso sem o uso de partes móveis. Calor é injetado no termoacústico e a capacidade de refrigeração provém do *pulse-tube*. O TADOPTR queima 20% de gás natural para liqüefazer os outros 80%.

Pulse-tubes são semelhantes aos termoacústicos porém utilizam uma onda sonora em propagação para realizar o processo de bombeamento de calor. O sistema é semelhante ao compressor Stirling porém o pistão no lado frio é substituído por um volume de gás com um orifício que regula a fase entre pressão e velocidade [3], [2], garantindo ao gás o comportamento de uma onda de pressão em propagação (um pulso).

Contudo, por ser um fenômeno irreversível, a eficiência do melhor refrigerador termoacústico ainda está muito abaixo dos modelos de refrigeradores que utilizam ciclo de compressão de refrigerante.

² Space Thermoacoustic Refrigerator STAR, na NPS ³ Shipboard thermoacoustic cooler SETAC, também na NPS

O objetivo deste trabalho é desenvolver um protótipo tipo onda estacionária e avaliar as influências dos vários parâmetros. Deseja-se também avaliar as incertezas do procedimento de simulação do princípio termoacústico.

No Cap. 2 está sendo apresentado o desenvolvimento do equacionamento utilizado para a modelagem do fenômeno. No Cap. 3 é apresentado os critérios para a escolha do gás a ser utilizado no desenvolvimento. O capítulo 4 trata do desenvolvimento do atuador utilizado para gerar e sustentar a onda estacionária. Já o capítulo 5 apresenta o desenvolvimento do refrigerador termoacústico. No capítulo 6 os resultados numéricos e experimentais são apresentados. O capítulo 7 apresenta as principais conclusões e algumas medidas necessárias para superar as dificuldades encontradas.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

Como definido por Rott [4], termoacústica é o efeito acústico causado pela condução de calor e variação de entalpia em um meio, ou simplesmente, o efeito termoacústico é a conversão de energia em forma de calor para energia sonora, e vice-versa.

Para entender o fenômeno, alguns conceitos básicos de acústica e termodinâmica devem ser apresentados.

2.1 O fenômeno termoacústico

Para explicar como ocorre o efeito termoacústico, deve-se lembrar que variações da pressão em fluidos resultam em variações de temperatura, modelada pela equação¹

$$PV = nR_{univ}T, \quad (2.1)$$

para comportamento de gás ideal. Portanto, ondas sonoras não são caracterizadas apenas pela variação de pressão e velocidade, mas também variação de temperatura causada pela variação da pressão.

Por exemplo, para uma onda de pressão de 110dB em propagação no ar, a amplitude da onda sonora é de 6,3246Pa. Essa variação de pressão resulta em uma variação de temperatura² de 0,0184°C, ou seja, imperceptível mesmo para altos níveis de pressão sonora.

Já para uma onda de pressão em um refrigerador termoacústico, os níveis de pressão sonora são da ordem de 170dB (6324,6Pa). O gás hélio ($R = 2078,6 J/kgK$) é usado como gás de trabalho e a pressão estática utilizada é da ordem de 400.000Pa (absoluta), resultando em uma densidade de 0,7127kg/m³ (para uma temperatura média de 270K). Isso resulta em uma variação de temperatura no gás de 4,27°C.

¹ Onde R é a constante do gás em questão e R_{univ} é a constante universal dos gases. ² A constante do ar é de 287,1 J/kgK e a densidade 1,19kg/m³.

Para entender o fenômeno termoacústico, será feito uso do conceito de *fase* entre pressão e velocidade, que expressa o atraso no tempo entre os valores máximos de pressão e velocidade. Por exemplo, se pressão e velocidade estão em fase (0° , como no caso de ondas planas em propagação livre em um meio sem dissipação de energia), os valores máximos de pressão e velocidade são atingidos nos mesmos instantes de tempo e nos mesmos locais, como mostrado na Fig. 2.1a. Entretanto, caso pressão e velocidade estiverem em quadratura (90° , como no caso de uma onda estacionária no interior de um tubo, sem dissipação de energia), então no instante de tempo em que a pressão é máxima a velocidade é zero. Já no instante de tempo em que a velocidade é máxima, a pressão é zero, como mostrado na Fig. 2.1b.

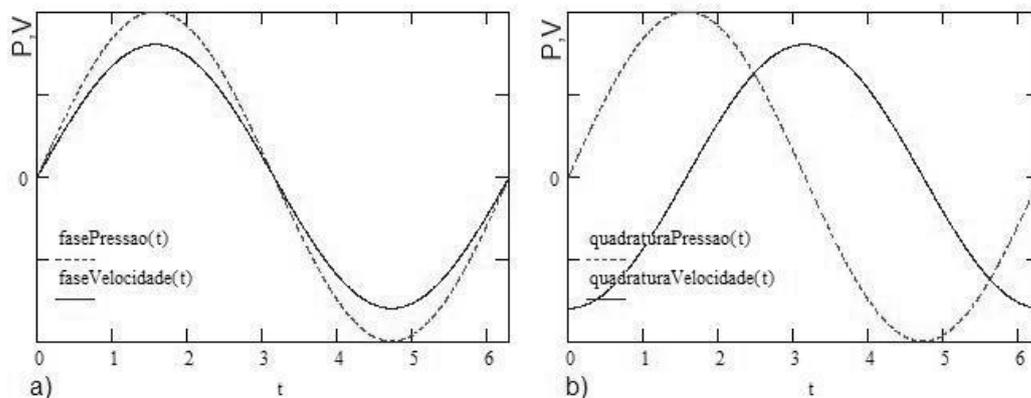


Figura 2.1: Fase entre pressão dinâmica e velocidade. a) em fase (0°) e b) em quadratura (90°).

Seja um volume de gás próximo a uma parede de um tubo, e uma onda sonora estacionária (com 90° de fase entre pressão e velocidade) gerada pelo movimento de um pistão em uma extremidade, e com uma parede rígida na outra extremidade do tubo, como na Fig. 2.2.

Em princípio, admite-se que o volume de gás tem a mesma temperatura da parede. Quando a onda de pressão desloca o volume para a direita³, a pressão do volume de gás diminui até chegar em seu valor mínimo (quando a velocidade é nula), como na Fig. 2.3 a). Nesse instante, sua temperatura é menor que a da parede (pois expandiu) e o volume troca calor com a parede (pois a velocidade é nula), como visto na Fig. 2.3 b). Quando o volume de gás retorna à sua posição inicial, sua pressão e temperatura são maiores que os valores iniciais devido ao calor absorvido na etapa b), como visto na Fig. 2.3 c). Portanto, o volume perde

³ Supondo que o volume se desloca rapidamente e está a uma certa distância da parede, minimizando a troca de calor com a parede durante o seu movimento.

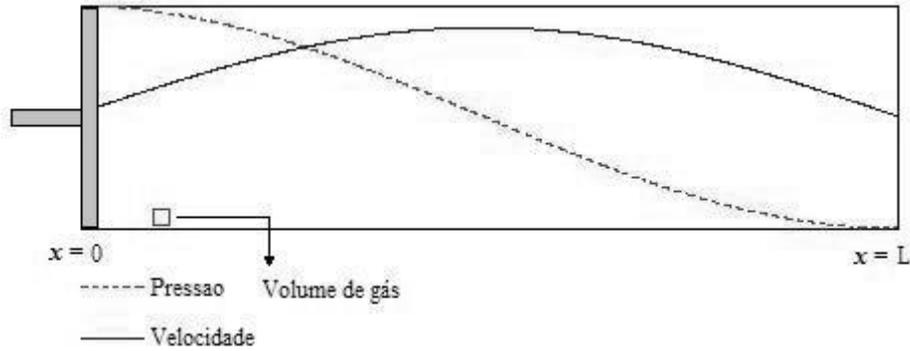


Figura 2.2: Distribuição da pressão e da velocidade de partícula de uma onda estacionária formada no interior de um tubo.

calor para a parede (Fig. 2.3 d)).

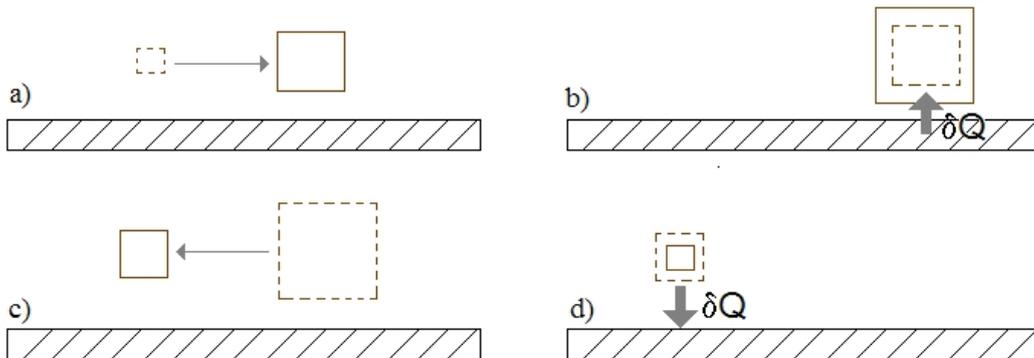


Figura 2.3: As quatro etapas do ciclo ideal de uma parcela de gás em um refrigerador termoacústico.

Idealmente, é estritamente necessário que durante o movimento, o volume de gás não troque calor com a parede. Dessa forma, calor é retirado da região direita da parede e fornecido à região esquerda. Somando as contribuições de todos os "volumes" próximos à parede, um gradiente de temperatura é formado na parede.

Porém, nem todo o gás no interior do ressonador participa do fenômeno termoacústico pois a parcela de gás que não está em contato com a parede é simplesmente comprimida e expandida adiabaticamente. A parcela de gás que está muito próxima da parede tem um bom contato térmico com esta parede e, então, esta parcela é comprimida e expandida isotermicamente. Entretanto, a parcela de gás que está a uma camada limite térmica⁴ δ_k de distância da parede possui con-

⁴ Definida como a camada de fluido que permanece em contato com as paredes de um determinado corpo dentro de um escoamento. Esta camada é medida a partir do contato da mesma com o referido corpo (onde apresenta temperatura igual à da parede) até um ponto tal que a temperatura do fluido atinge um valor constante.

tato térmico suficiente para trocar calor com a parede somente quando a parcela de gás possui uma baixa velocidade, e assim é obtido o atraso de tempo entre o movimento e a transferência de calor.

Esse gradiente de temperatura depende de vários fatores, dentre eles, da região (dentro da onda estacionária) onde está localizada a parede e do comprimento da parede. Aumentando a área de contato entre o gás e a parede, a quantidade de calor retirada do lado frio e depositada do lado quente também aumenta. Por esta razão a pilha de lâminas chamada de *stack* é colocada no interior do tubo. Para fornecer calor para o lado frio e retirar o calor do lado quente, trocadores de calor devem ser posicionados nas extremidades do *stack*. Essa é a configuração simples de um refrigerador termoacústico, como mostra a Fig. 2.4.



Figura 2.4: Refrigerador termoacústico tipo onda estacionária.

Portanto, os componentes básicos de um refrigerador termoacústico são o atuador, o ressonador, o stack, os trocadores de calor e o gás.

2.2 Conceitos de termodinâmica

Termodinamicamente, em um refrigerador é injetado trabalho para retirar calor de um fonte fria e rejeitar calor para uma fonte quente. O objetivo do refrigerador é retirar o calor da fonte fria e para isso é gasto uma certa quantidade de trabalho. Logo, o coeficiente de performance de um refrigerador é definido como

$$COP_{ref} = \frac{Q_c}{W} \quad (2.2)$$

onde Q_c é o calor removido do reservatório a uma temperatura fria T_c e W é o trabalho gasto.

O coeficiente de performance máximo que um refrigerador pode atingir é dado pelo COP de Carnot, definido como

$$COPC = \frac{T_c}{T_h - T_c}, \quad (2.3)$$

onde T_c e T_h são as temperaturas fria e quente, respectivamente, dos reservatórios de calor. Então, se $T_c > T_h/2$, o $COPC$ é maior que 1.

O coeficiente de performance relativo ao de Carnot é definido como

$$COPR = \frac{COP}{COPC}. \quad (2.4)$$

As propriedades dos gases têm um papel importante no desenvolvimento das equações, e podem ser derivadas de três equações básicas para gases perfeitos:

$$p = \rho \mathfrak{R} T \quad (2.5)$$

$$\epsilon = \frac{\mathfrak{R} T}{\gamma - 1} \quad (2.6)$$

$$\mathfrak{R} = \mathfrak{R}_{\text{univ}} / \mathfrak{m} \quad (2.7)$$

onde p é a pressão, ρ é densidade, \mathfrak{R} é a constante do gás, T é a temperatura, γ é a razão entre os calores específicos à pressão constante e à volume constante do gás, ϵ é a energia interna por unidade de massa e \mathfrak{m} é a massa molar do gás. Desenvolvendo, se obtém as equações da velocidade do som a e do calor específico a pressão constante c_p do gás,

$$a^2 = \gamma \mathfrak{R} T, \quad (2.8)$$

$$c_p = \frac{\gamma \mathfrak{R}}{(\gamma - 1)}. \quad (2.9)$$

2.3 Equacionamento do fenômeno termoacústico

Antes de apresentar as equações a serem trabalhadas e desenvolvidas segundo Swift [3], as hipóteses simplificativas assumidas, chamadas de *hipóteses simplificativas de Rott*, serão apresentadas⁵.

- Teoria da acústica linear, ou seja, efeitos de segunda-ordem exceto transporte de energia são desprezados, tais como turbulência e o termo convectivo da velocidade, $(\mathbf{v} \cdot \nabla)\mathbf{v}$, na equação de Navier-Stokes⁶.
- A onda sonora é plana e se propaga somente na direção x , tendo a pressão constante em toda a área da seção transversal ($p = p(x)$).
- O gradiente de temperatura no *stack* é muito menor que a temperatura média do gás $\Delta T \ll T_m$.

⁵ Durante o futuro desenvolvimento das equações na dissertação as hipóteses serão localizadas e justificadas propriamente. ⁶ Termo que se torna expressivo para pressões dinâmicas acima de 180dB.

- A dependência da temperatura para a viscosidade é desprezada⁷.
- Assume-se que os valores da camada limite térmica e viscosa (δ_k e δ_v) são menores que o comprimento de onda (λ) da onda sonora no ressonador.
- Derivadas com relação a x tendem a ser da ordem de $1/\lambda$, enquanto as derivadas perpendiculares a x tendem a ser da ordem de $1/\delta_v$ e $1/\delta_k$, logo derivadas com relação a x podem ser desprezadas em comparação com as derivadas em relação a y e z .
- As variáveis oscilantes possuem variação harmônica senoidal em uma única frequência ω . Para a densidade ρ , a temperatura no gás T , a entropia s , a pressão p e a velocidade u temos então, em notação complexa,

$$\rho(x, y, z, t) = \rho_m(x) + \mathbf{Re}[\rho_1(x, y, z)e^{i\omega t}], \quad (2.10)$$

$$T(x, y, z, t) = T_m(x) + \mathbf{Re}[T_1(x, y, z)e^{i\omega t}], \quad (2.11)$$

$$s(x, y, z, t) = s_m(x) + \mathbf{Re}[s_1(x, y, z)e^{i\omega t}], \quad (2.12)$$

$$p(x, y, z, t) = p_m(x) + \mathbf{Re}[p_1(x)e^{i\omega t}], \quad (2.13)$$

$$u(x, y, z, t) = \mathbf{Re}[u_1(x, y, z)e^{i\omega t}], \quad (2.14)$$

onde o índice m representa o valor médio estático, dependente apenas de x , e o índice 1 representa o valor dinâmico das variáveis.

As equações de partida para a formulação matemática do problema são a equação de Navier-Stokes, a equação da continuidade e a equação da energia,

- equação de Navier-Stokes

$$\rho \left[\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} \right] = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{v} + \left(\xi + \frac{\mu}{3} \right) \nabla (\nabla \cdot \mathbf{v}), \quad (2.15)$$

- equação da energia

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{1}{2} \rho u^2 + \rho \epsilon \right) = -\nabla \cdot \left[\rho \mathbf{v} \left(\frac{1}{2} u^2 + h \right) - K \nabla T - \mathbf{v} \cdot \Sigma \right], \quad (2.16)$$

- equação da continuidade

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (2.17)$$

⁷ Pode ser importante para grandes gradientes de temperatura.

onde ρ é a densidade do gás, \mathbf{v} é a velocidade, p é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica e ξ é a viscosidade secundária (*bulk viscosity*) do fluido, ϵ e h são a energia interna e a entalpia por unidade de massa, respectivamente. K é a condutividade térmica do gás e Σ é o tensor de tensões, cujas componentes são

$$\Sigma_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) + \xi \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}. \quad (2.18)$$

Uma forma particular da Eq. 2.3 é a equação de condução de calor

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{K_s}{\rho_s c_s} \nabla^2 T_s \quad (2.19)$$

onde T_s , K_s , ρ_s e c_s são a temperatura, a condutividade, a densidade e o calor específico do *stack*, respectivamente. Já a temperatura no gás foi obtida a partir da equação da energia 2.16, por Swift [3],

$$\rho_m c_p (i\omega T_1 + u_1 \frac{dT_m}{dx}) - i\omega \beta T_m p_1 = K \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2} \right) \quad (2.20)$$

onde K , ρ_m , c_p e β são a condutividade térmica, a densidade, o calor específico a pressão constante do gás e o coeficiente de expansão isobárica do gás.

Primeiro, a solução para a velocidade de partícula da onda no gás será encontrada. Posteriormente, a solução para a temperatura no *stack* e a temperatura no gás serão encontradas, considerando um gradiente de temperatura dT_m/dx . Com essas soluções, a equação de onda de Rott para p_1 será derivada.

Para o desenvolvimento das equações será utilizada a geometria de um *stack* de lâminas paralelas e os sistemas de coordenadas da lâmina e do gás se encontram seu respectivo centro, como mostra a Fig. 2.5.

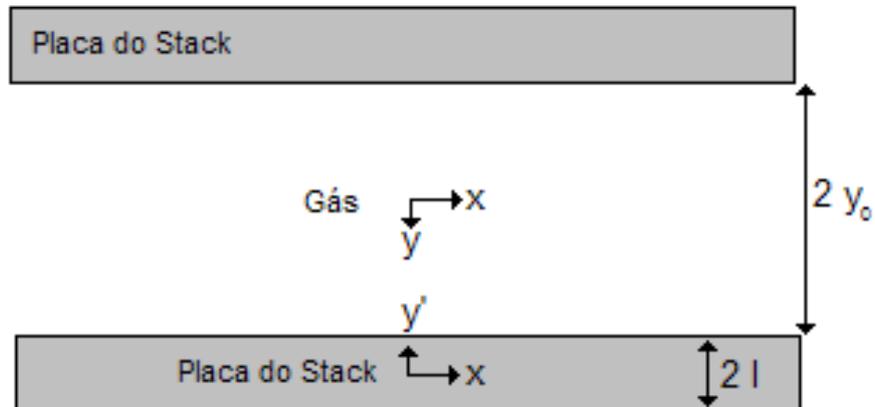


Figura 2.5: Montagem final do atuador.

Na interface entre o gás e as placas há continuidade de temperatura e fluxo de calor, expressas pelas equações

$$T_1(y_0) = T_{s1}(l) = T_b \quad (2.21)$$

$$K \left(\frac{\partial T_1}{\partial y} \right)_{y_0} = -K_s \left(\frac{\partial T_{s1}}{\partial y'} \right)_l \quad (2.22)$$

onde T_b é a temperatura na interface entre o gás e a lâmina do *stack* e o índice s se refere ao *stack*.

Levando em consideração apenas os termos de primeira ordem na equação de Navier-Stokes, a equação para a componente x fica

$$i\omega\rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} + \left(\xi + \frac{\mu}{3}\right) \frac{\partial}{\partial x} (\nabla \cdot \mathbf{v}_1), \quad (2.23)$$

onde u_1 é a componente de \mathbf{v}_1 na direção x . Segundo as hipóteses simplificativas, o ultimo termo da equação é muito menor que os outros e pode ser desprezado. A Eq. 2.23 se reduz a

$$i\omega\rho_m u_1 = -\frac{dp_1}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2}. \quad (2.24)$$

Como a velocidade na parede da placa é zero, a condição de contorno $u_1(y_0) = 0$ possibilita resolver a Eq. 2.24 como sendo a soma da solução da equação homogênea e de uma solução particular. A solução desenvolvida por Tijani [[1]] é

$$u_1(x, y) = \frac{i}{\rho_m \omega} \left(\frac{dp_1}{dx} \right) \left[1 - \frac{\cosh\left[\frac{1+i}{\delta_v} y\right]}{\cosh\left[\frac{1+i}{\delta_v} y_0\right]} \right], \quad (2.25)$$

onde δ_v é a camada limite viscosa,

$$\delta_v = \sqrt{\frac{2\mu}{\rho_m \omega}} \quad (2.26)$$

Voltando à Eq. 2.19, considerando apenas os termos de primeira ordem, temos

$$i\omega T_{s1} = \frac{K_s}{\rho_s c_s} \frac{\partial^2 T_{s1}}{\partial y'^2} \quad (2.27)$$

Com a condição de contorno dada pela Eq. 2.21, a temperatura no *stack*, Eq. 2.27, tem como solução

$$T_{s1}(x, y') = \frac{\varepsilon_s}{1 + \varepsilon_s} \left[\frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} p_1 + \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{dT_m}{dx} \left(\frac{dp_1}{dx} \right) \left(\frac{1}{\sigma - 1} \right) \left(1 - \frac{f_v}{\sigma f_k} \right) \right] \frac{\cosh(\alpha_s y')}{\cosh(\alpha_s l)} \quad (2.28)$$

onde

$$\varepsilon_s = \frac{\sqrt{K \rho_m c_p} \tanh(\alpha_k y_0)}{\sqrt{K_s \rho_s c_s} \tanh(\alpha_s l)}, \alpha_s = \frac{1 + i}{\delta_s}, \quad (2.29)$$

$$f_v = \frac{\tanh(\alpha_v y_0)}{\alpha_v y_0}, \alpha_v = \frac{1 + i}{\delta_v}, \quad (2.30)$$

$$f_k = \frac{\tanh(\alpha_k y_0)}{\alpha_k y_0}, \alpha_k = \frac{1 + i}{\delta_k}. \quad (2.31)$$

$$\delta_k = \sqrt{\frac{2K}{\rho_m c_p \omega}} \quad (2.32)$$

$$\delta_s = \sqrt{\frac{2K_s}{\rho_s c_s \omega}} \quad (2.33)$$

$$\sigma = \frac{\mu c_p}{K} = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k} \right)^2 \quad (2.34)$$

onde δ_k é a espessura da camada limite térmica no gás, δ_s é a espessura da camada limite térmica no *stack* e σ é o número de Prandtl do gás. As funções f são chamadas de *funções de Rott*, dependem da geometria do *stack* e, para alguns *stacks* mais simples, podem ser obtidas na literatura [5].

Para encontrar a expressão para a temperatura no gás, o termo u_1 é substituído pela Eq. 2.25 na Eq. 2.20, que com as condições de contorno expressas pelas Eq. 2.21 e 2.22, tem como solução

$$T_1(x, y) = \frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} p_1 - \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \left(1 - \left[\left(\frac{\sigma}{\sigma - 1} \right) \frac{\cosh(\alpha_v y)}{\cosh(\alpha_v y_0)} \right] \right) \quad (2.35)$$

$$- \left(\frac{\beta T_m}{\rho_m c_p} p_1 + \frac{1}{\rho_m \omega^2} \frac{(1 + \frac{\varepsilon f_v}{f_k})}{(\sigma - 1)} \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} \right) \frac{\cosh(\alpha_k y)}{(1 + \varepsilon) \cosh(\alpha_k y_0)}.$$

Inicia-se o desenvolvimento da equação de Rott para a termoacústica com a equação da continuidade Eq. 2.17, que, considerando variações harmônicas, pode ser escrita como

$$i\omega \rho_1 + \frac{\partial}{\partial x} (\rho_m u_1) + \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0. \quad (2.36)$$

O termo $\frac{\partial}{\partial x}(\rho_m u_1)$ da equação acima pode ser obtido pela derivada com relação a x da Eq. 2.24, que resulta

$$-\omega^2 \rho_1 - \frac{d^2 p_1}{dx^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) + i\omega \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0. \quad (2.37)$$

Com a relação termodinâmica obtida por Swift [[3]]

$$\rho_1 = \rho_m \beta T_1 + \frac{\gamma}{a^2} p_1, \quad (2.38)$$

a relação entre a amplitude dinâmica da densidade, temperatura e pressão são obtidas. Substituindo a Eq. 2.38 na Eq. 2.37

$$\rho_m \beta \omega^2 T_1 - \frac{\omega^2}{a^2} \gamma p_1 - \frac{d^2 p_1}{dx^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) + i\omega \rho_m \frac{\partial v_1}{\partial y} = 0 \quad (2.39)$$

Substituindo as variáveis u_1 e T_1 pelas equações encontradas, Eq. 2.25 e Eq. 2.35 na Eq. 2.39, e integrando na direção y de 0 a y_0 , conforme a geometria dada na Fig. 2.5, a equação de Rott para a termoacústica é obtida,

$$\left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{(1 + \epsilon_s)} f_k \right] p_1 + \frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} \left[\frac{(1 - f_v)}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right] + \frac{a^2}{\omega^2} \frac{(f_k - f_v)}{(\sigma - 1)(1 + \epsilon_s)} \beta \frac{dT_m}{dx} \frac{dp_1}{dx} = 0. \quad (2.40)$$

Esta é a equação de Rott para a amplitude da pressão sonora p_1 na presença de um gradiente de temperatura $\frac{dT_m}{dx}$ no *stack*, como obtida por Swift [6]. Para gás ideal⁸ e *stack* ideal⁹, temos a equação da onda de Rott como desenvolvida por ele em 1980. Essa equação é válida para qualquer fase entre pressão e velocidade, portanto é válida tanto para refrigeradores termoacústicos quanto (*pulse-tubes*).

A potência acústica média utilizada em um segmento do *stack* de um refrigerador termoacústico é dada pela diferença da média temporal da potência acústica em $x + dx$ e x , ou seja,

$$d\dot{W} = A_g \left[\overline{\langle p_1 u_1 \rangle}_{x+dx} - \overline{\langle p_1 u_1 \rangle} \right], \quad (2.41)$$

onde a barra superior indica média no tempo, o símbolo $\langle \rangle$ indica uma média espacial na direção y e A_g é a área da seção transversal do gás na região do *stack*. Expandindo $\langle p_1 u_1 \rangle_{x+dx}$ na série de Taylor, a Eq. 2.41 resulta em

$$d\dot{W} = A_g \left[\frac{d\langle p_1 u_1 \rangle dx}{dx} \right], \quad (2.42)$$

pois p é independente de y .

⁸ $\beta = 1/T_m$. ⁹ $\epsilon_s = 0$.

A média no tempo do produto de duas variáveis complexas como p_1 e $\langle u_1 \rangle$ é dada por

$$\overline{\langle p_1 u_1 \rangle} = \frac{1}{2} \text{Re}[p_1 \langle u_1^* \rangle] \quad (2.43)$$

Assim, expandindo as derivadas da Eq. 2.42 e utilizando a Eq. 2.43, temos

$$d\dot{W} = \frac{1}{2} A_g \text{Re} \left[p_1 \frac{d\langle u_1^* \rangle}{dx} + \langle u_1^* \rangle \frac{dp_1}{dx} \right] dx. \quad (2.44)$$

A derivada dp_1/dx pode ser obtida da Eq. 2.25,

$$\langle u_1(x, y) \rangle = \frac{i}{\rho_m \omega} \frac{dp_1}{dx} (1 - f_v), \quad (2.45)$$

tal que

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{-i \rho_m \omega \langle u_1 \rangle}{1 - f_v} \quad (2.46)$$

e a derivada $d\langle u_1 \rangle/dx$ pode ser obtida utilizando a Eq. 2.45 no segundo termo da equação de Rott. Assim, o segundo termo da equação de Rott fica

$$\frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} \left[\frac{1 - f_v}{\rho_m} \frac{dp_1}{dx} \right] = \frac{a^2}{\omega^2} \rho_m \frac{d}{dx} (-i \omega \langle u_1 \rangle). \quad (2.47)$$

Substituindo o termo de volta na Eq. 2.40, temos

$$\frac{d\langle u_1 \rangle}{dx} = \frac{-i \omega}{a^2 \rho_m} \left[1 + \frac{(\gamma - 1)}{1 + \varepsilon_s} f_k \right] p_1 + \frac{(f_k - f_v)}{(1 - \sigma)(1 + \varepsilon_s)(1 - f_v)} \beta \frac{dT_m}{dx} \langle u_1 \rangle. \quad (2.48)$$

Finalmente, substituindo Eq. 2.46 e Eq. 2.48 na Eq. 2.44, temos

$$\begin{aligned} \frac{d\dot{W}}{dx} = & -\frac{1}{2} A_g \omega \left(\frac{\rho_m \text{Im}(-f_v)}{|1 - f_v|^2} |\langle u_1 \rangle|^2 + \frac{(\gamma - 1) \text{Im}(-f_k)}{\rho_m a^2 (1 + \varepsilon_s)} |p_1|^2 \right) \\ & + \frac{1}{2} A_g \omega \left(\frac{\beta}{\omega (1 - \sigma)(1 + \varepsilon_s)} \frac{dT_m}{dx} \text{Re} \left(\frac{(f_k^* - f_v^*)}{(1 - f_v^*)} p_1 \langle u_1^* \rangle \right) \right). \end{aligned} \quad (2.49)$$

Essa equação representa a potência acústica absorvida ou gerada no *stack* por unidade de comprimento. O primeiro e o segundo termo na Eq. 2.49 representam a potência absorvida pelas camadas limite viscosa e térmica, respectivamente, e sempre possuem um efeito dissipativo, sendo negativos ao sistema. O terceiro termo representa a potência acústica absorvida, no caso de um refrigerador, ou gerada, no caso de um motor, no *stack* do sistema, e sua amplitude depende do

gradiente de temperatura no *stack* dT_m/dx .

Para o equacionamento da média no tempo do fluxo de energia no *stack*, Tijani [1] assumiu que o refrigerador é completamente isolado termicamente, exceto nos trocadores de calor quente e frio, e que trabalho só atravessa o sistema pelo pistão do alto-falante, que funciona como atuador. Assim, Tijani [1] encontrou a expressão para o fluxo de energia,

$$\dot{E} = \frac{A_g}{2} \text{Re} \left[p_1 \langle u_1^* \rangle \left(1 - \frac{\beta T_m (f_k - f_v^*)}{(1 + \sigma)(1 + \varepsilon_s)(1 - f_v^*)} \right) \right] \quad (2.50)$$

$$+ \frac{A_g \rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|^2}{2\omega(1 - \sigma)|1 - f_v|^2} \frac{dT_m}{dx} \text{Im} \left[f_v^* + \frac{(f_k - f_v^*) \left(1 + \frac{\varepsilon_s f_v}{f_k} \right)}{(1 + \varepsilon_s)(1 + \sigma)} \right] \quad (2.51)$$

$$[A_g K + A_s K_s] \frac{dT_m}{dx}, \quad (2.52)$$

onde A_s é a área da seção transversal ocupada pelo material do *stack*. O primeiro termo da Eq. 2.50 representa o fluxo de energia acústica, o segundo termo é o fluxo hidrodinâmico de entropia e o terceiro termo é a condução de calor através do gás e do material do *stack*, na região do *stack*.

Em regime permanente, como o fluxo de calor ocorre apenas nos trocadores, o fluxo de energia no *stack* é constante ao longo da direção x . Com E constante, dT_m/dx pode ser encontrado,

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{\left\{ \frac{\dot{E}}{A_g} - \frac{1}{2} \text{Re} \left[p_1 \langle u_1^* \rangle \left(1 - \frac{(f_k^* - f_v^*)}{(1 + \sigma)(1 + \varepsilon_s)(1 - f_v^*)} \right) \right] \right\}}{\left\{ \frac{\rho_m c_p |\langle u_1 \rangle|^2}{2\omega(1 + \sigma)(1 + \varepsilon_s)|1 - f_v|^2} \text{Im} \left[f_v^* + \frac{(f_k^* - f_v^*) \left(1 + \frac{\varepsilon_s f_v}{f_k} \right)}{(1 + \sigma)(1 + \varepsilon_s)} \right] - K - \frac{A_s}{A_g} K_s \right\}}, \quad (2.53)$$

e então, T_m pode ser calculada para o *stack*.

Como p_1 e u_1 são variáveis complexas, as equações Eq. 2.46, Eq. 2.48 e Eq. 2.53 formam um conjunto de cinco equações que devem ser resolvidas para se encontrar as cinco principais variáveis do fenômeno termoacústico, $\text{Re}(p_1)$, $\text{Im}(p_1)$, $\text{Re}(u_1)$, $\text{Im}(u_1)$ e T_m .

O software DeltaE, desenvolvido por W. C. Ward e G. Swift [7], [8], nos Estados Unidos, integra o conjunto de equações citadas acima em uma geometria especificada pelo usuário, composta por componentes de um termoacústico, como dutos, trocadores de calor e *stacks*. A continuidade das variáveis é estabelecida na interface entre um componente e outro, e a potência acústica e o fluxo de energia também são calculados.

Capítulo 3

O gás e o atuador

3.1 Gás

A viscosidade é a principal fonte de perdas no sistema, por isso reduzir o efeito da viscosidade frente à condutividade térmica do gás é desejável.

O parâmetro de dimensionamento que define o gás é o Número de Prandtl σ , dado pela Eq. 2.34, e esse parâmetro é diretamente proporcional à viscosidade e inversamente proporcional à condutividade térmica. Portanto, a redução do número de Prandtl do gás implica ou na redução do efeito da viscosidade ou em um aumento da condutividade do gás. Ambos os efeitos resultam em um aumento do COP do sistema.

É possível reduzir consideravelmente o número de Prandtl através de uma mistura de gases perfeitos, como mostra Tijani [1], alcançando valores de até 0,22 para uma mistura de He-Xe (0,6He e 0,4Xe).

Porém, um mecanismo de controle de mistura de gases é necessário. Devido a esse fato, misturas não serão analisadas nesse trabalho, apesar de ser uma forma de se aumentar a eficiência de um refrigerador termoacústico.

A Tabela 3.1 mostra as propriedades da maioria dos gases nobres e do ar atmosférico.

O gás escolhido neste trabalho é o Hélio, por possuir um Número de Prandtl relativamente baixo com uma grande condutividade térmica no gás. Como desvantagem, o hélio tem uma maior velocidade do som, que torna o sistema maior¹.

¹ Maior velocidade do som significa maior comprimento de onda ($c = \lambda f$) para uma mesma frequência, e maior comprimento de onda resultará em um ressonador maior, com mais perdas devido à dissipação viscosa.

Tabela 3.1: Viscosidade, condutividade térmica, calor específico a pressão constante, densidade, Número de Prandtl e velocidade do som para alguns gases.

	$\mu \times 10^{-5}$ kg/m.s	condut. W/m.K	c_p J/kg.K	ρ kg/m ³	σ	c_{som} m/s
Ar _{atm}	1,85	0,026	1000	1,18	0,71	340
He	1,99	0,152	5196	0,163	0,68	1019
Ne	3,2	0,049	1030	0,809	0,67	454
Ar	2,3	0,018	520	1,6	0,66	322
Xe	2,4	0,0058	158,3	5,27	0,65	178

3.2 O atuador

Embora o atuador faça parte do sistema termoacústico, está sendo reservado um capítulo exclusivo pois trata-se de um componente complexo e requer cuidados no dimensionamento e ajustes de montagem.

O atuador é o dispositivo que deve gerar e sustentar a onda estacionária no ressonador, fornecendo a potência necessária, na frequência correta, para realizar o processo de transferência de calor pelo efeito termoacústico e também para compensar as perdas térmicas e viscosas no sistema.

O atuador deve também possuir força suficiente para manter uma onda estacionária de alta pressão dinâmica e ter uma razoável eficiência eletro-acústica, convertendo o máximo de potência elétrica em potência acústica.

Caso o atuador não possua potência acústica suficiente, a capacidade de refrigeração ficará comprometida devido ao baixo COP característico de um refrigerador termoacústico.

Existem vários tipos de atuadores capazes de sustentar uma onda estacionária: pistão de motores, alto-falantes com uma membrana metálica acoplada ou um motor termoacústico.

O atuador escolhido foi o conjunto magneto e bobina móvel, retirado de um auto-falante Selenium WPU1809 18" de 450W RMS de potência. Foi assim escolhido por ser mais acessível e de simples ajuste.

A bobina possui diâmetro de 100mm e comprimento de 29,7m. O magneto é feito de ferrite de bário, pesa 2,640kg e mede 200mm de diâmetro por 24mm de altura. O conjunto possui eficiência de referência² $\eta_0 = 2,60\%$. A Fig. 3.1 mostra o alto-falante e o modelo CAD do conjunto magneto, bobina e suspensão.

Com esse nível de eficiência, para se ter 30W de capacidade de refrigeração, o atuador deveria fornecer 1150W de potência, sem ainda considerar a eficiência do

² Condições atmosféricas de medição: T=23°C, P=1005mbar, $\phi = 56\%$



Figura 3.1: Apenas o magneto, a bobina e a suspensão da bobina foram aproveitados desse alto-falante para se construir o atuador para o termoacústico.

sistema termoacústico.

Portanto, o conjunto mecânico do atuador deve ser sintonizado para atuar na ressonância. Com o atuador funcionando em ressonância, a potência necessária para manter a onda estacionária no ressonador será reduzida, aumentando assim a eficiência do atuador.

A frequência foi escolhida como um compromisso entre tamanho do refrigerador (quanto menor a frequência, maior o ressonador) e facilidade de ajuste do atuador (maiores frequências necessitam de um atuador mais sofisticado). Para sintonizar o atuador na frequência de trabalho do termoacústico, a rigidez do sistema mecânico do atuador foi ajustada para que a sua ressonância coincidissem com a frequência do primeiro modo acústico do ressonador, que foi definida em 300Hz.

Uma mola plana foi projetada para proporcionar essa rigidez. Essa mola tem o diâmetro interno fixo no suporte da bobina e o diâmetro externo fixo entre dois espaçadores, no suporte do magneto, como mostra a Fig. 3.2.

No modelo numérico da mola plana foi utilizado aço estrutural como material, com módulo de elasticidade 200GPa e coeficiente de poisson 0,3 e densidade 7850kg/m³. A bobina e o suporte da bobina foram devidamente pesados, para se utilizar a densidade correta nas simulações. A malha possui 48638 nós e 10586 elementos tipo sólido hexagonal quadrático com 20 nós por elemento, 3 graus de liberdade por nó. Para se encontrar uma geometria que atendesse os critérios de

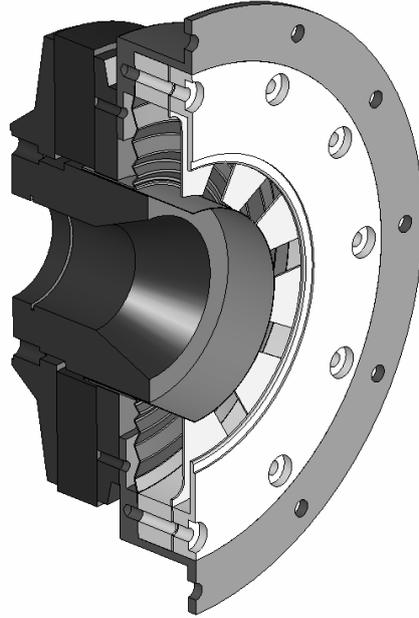


Figura 3.2: Montagem da mola plana no conjunto.

projeto de tensão e frequência, as simulações feitas foram análise modal, análise estrutural estática e análise harmônica, todas com a região externa das molas planas engastadas. Para a análise estrutural estática e a harmônica, foi imposto um deslocamento de 3mm na bobina.

A simulação indicou a frequência de ressonância do atuador próxima de 322Hz, com tensões equivalentes em 478MPa (análise estática) e 513MPa (análise harmônica), como mostram as Fig. 3.3 e 3.4. Para o aço utilizado na fabricação da mola plana, as tensões equivalentes não podem ultrapassar o limite de 600MPa para se obter vida infinita no componente.

Por projeto, a frequência de ressonância ficou acima dos 300Hz já prevendo que esse valor será menor, devido ao engaste da mola plana não apresentar uma condição de engaste perfeito. Depois de montado o atuador, a sua frequência de ressonância ficou em, aproximadamente, 307Hz, como mostra a Fig. 3.5. A base metálica³ onde o atuador foi montado possui um canal para passagem de fluido para remover o calor gerado pelo atuador.

A ressonância do conjunto foi medida fornecendo um sinal tipo ruído branco para o atuador, e medindo a aceleração na membrana como resposta. Foi utilizado um analisador de sinais com gerador de função e um acelerômetro na membrana.

Com o funcionamento do refrigerador, as temperaturas dos trocadores quente e frio são alteradas, alterando também a ressonância do sistema acústico. Para que

³ Base que fixa o atuador ao ressonador

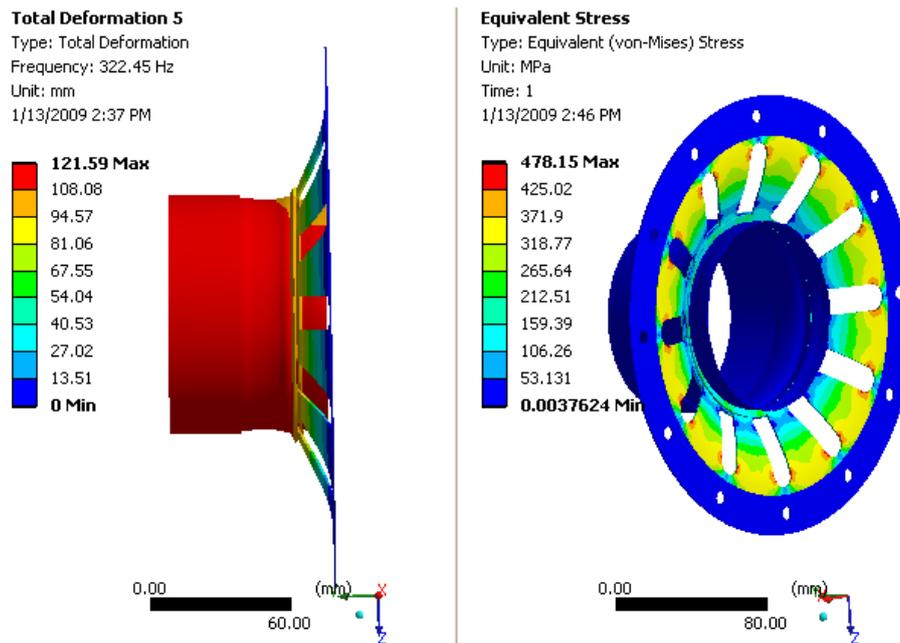


Figura 3.3: Análise modal da nova suspensão.

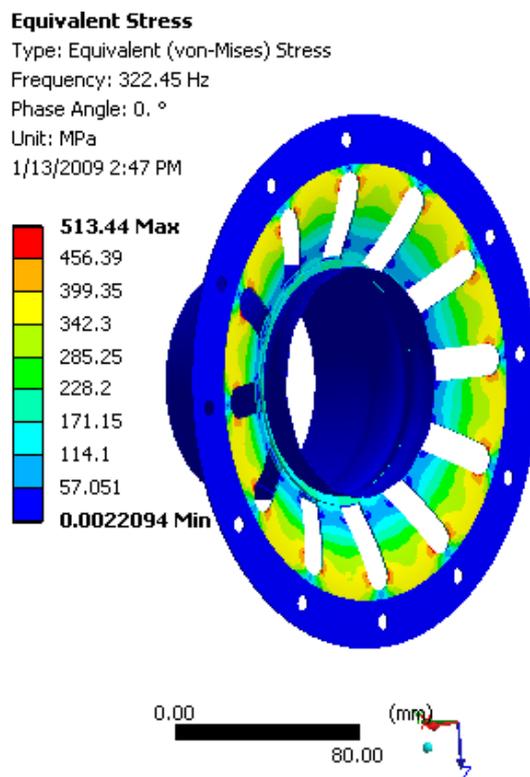


Figura 3.4: Análise de tensões (harmônica) para um deslocamento de 3mm em 322Hz.

o atuador sempre possua a sua frequência de ressonância igual à do ressonador, Tijani [1] propôs uma mola gás para o atuador, que funciona como uma rigidez

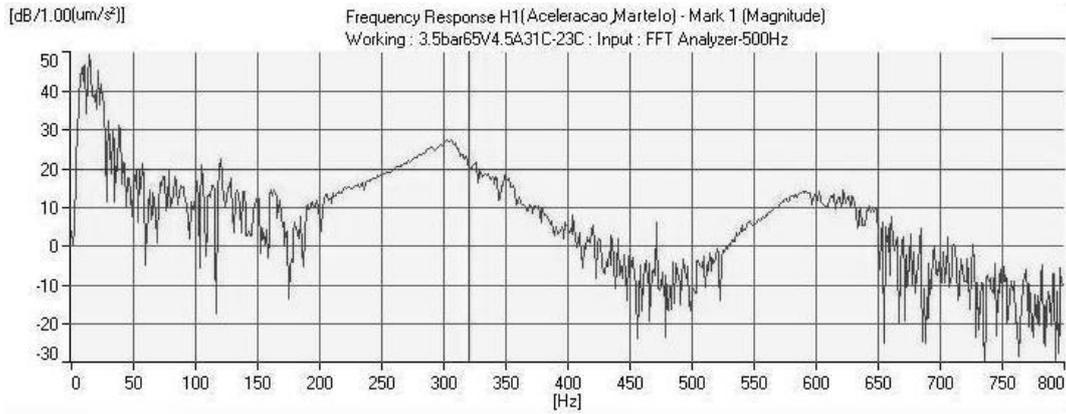


Figura 3.5: Medição da ressonância do atuador, excitação randômica e medição da aceleração.

variável. Mecanicamente, um êmbolo comprime o gás que está confinado, fazendo com que o efeito de compressão adicione uma rigidez ao sistema.

Considerando uma cavidade fechada de volume V , com um pistão de área A e a pressão na cavidade p , pela equação termodinâmica,

$$dS = c_p \frac{dV}{V} + c_v \frac{dp}{p} = 0 \quad (3.1)$$

obtém-se

$$\frac{dp}{p} = -\gamma \frac{dV}{V} \quad (3.2)$$

onde $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ é a razão de calores específicos a pressão constante e a volume constante. Um deslocamento dx no pistão causa uma variação $dV = Adx$ no volume. Assim, multiplicando a Eq. 3.2 por A , obtém-se

$$Adp = dF = -\gamma \frac{p}{V} A^2 dx. \quad (3.3)$$

A rigidez à compressão do volume do gás é dada pela relação entre força e deslocamento,

$$K_g = \gamma \frac{p}{V} A^2. \quad (3.4)$$

Com uma massa móvel de 90g e frequência de 307Hz, a rigidez do sistema mecânico é de 334,9kN/m. O volume mínimo confinado pelo pistão da mola-gás é de 228ml, já com um redutor de volume instalado dentro do suporte da bobina, representado pela peça destacada na Fig. 3.6, que mostra a montagem final do

atuador com a clausura.

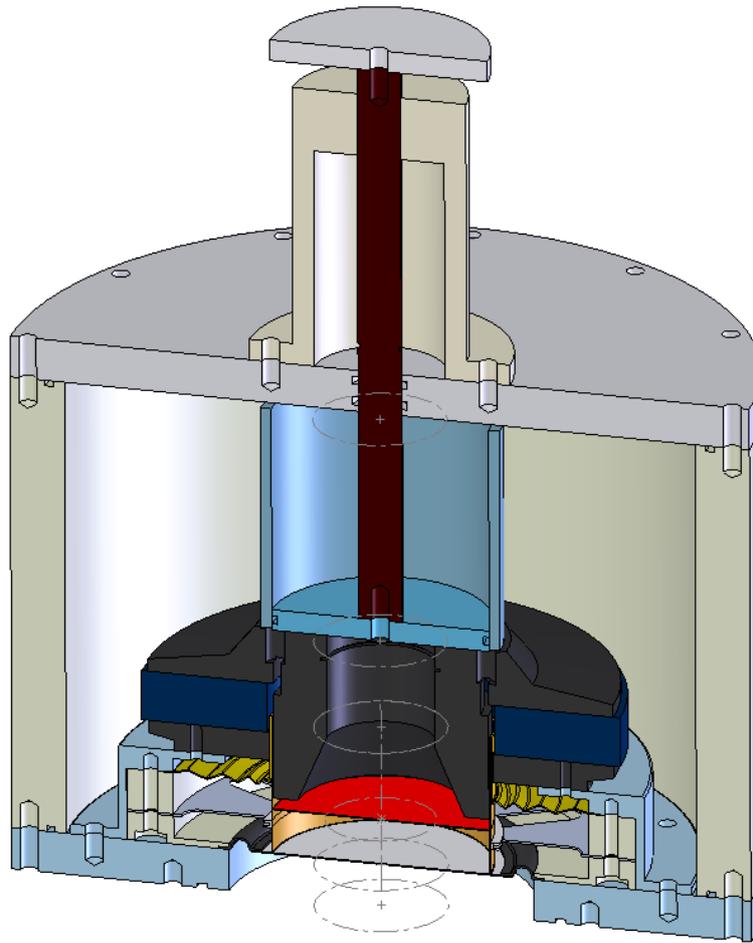


Figura 3.6: Montagem final do atuador.

Com esse volume mínimo, o diâmetro do pistão de 25mm, a rigidez da mola gás é de 9,9kN/m. Assim, a frequência de ressonância do atuador aumenta para 312Hz, uma variação de 5Hz.

Para gerar o sinal enviado ao atuador foi utilizada uma fonte de tensão e corrente com impedância de saída variável e controle de frequência. Um amplificador de potência para alto-falantes também foi testado, com potência limitada devido à diferença entre a impedância de saída do amplificador e a impedância do atuador, gerando aquecimento excessivo no amplificador.

O atuador desenvolvido gerou uma força máxima de, aproximadamente, 31,5N e, com uma membrana de 110mm de diâmetro, foi capaz de sustentar uma onda sonora estacionária de 307Hz com pressão de 3300Pa (164dB) e uma amplitude de velocidade de 80mm/s (pico). Porém, a onda sonora de 3,3kPa corresponde a uma

razão entre pressão dinâmica e pressão estática D de apenas 1%. Era esperado uma razão de aproximadamente 2%. Como será visto nos resultados, frequências acima da harmônica causaram perturbações de alta frequência na onda de pressão, medidas pelo transdutor de pressão próximo ao atuador.

Problemas de fadiga na membrana de alumínio também impossibilitaram medições com maiores potências no atuador.

Capítulo 4

Parâmetros de dimensionamento

Mecanicamente, um refrigerador termoacústico é constituído por cinco partes: o atuador, o *stack*, o ressonador e os trocadores de calor (quente e frio). Matematicamente, o refrigerador termoacústico possui vários parâmetros que devem ser definidos durante o projeto, como visto na Tab. 4.1.

Tabela 4.1: Variáveis de dimensionamento.

Parâmetros de operação	Parâmetros do <i>stack</i>
f frequência de operação	L_s comprimento
T_m temperatura média	x posição do centro
T_c ou ΔT temperatura fria ou gradiente de temperatura	$2l$ espessura de lâmina
\dot{W} potência acústica	$2y_0$ espaçamento entre lâminas
\dot{Q}_c capacidade de refrigeração	A área da seção transversal
p_m pressão estática	K_s condutividade térmica do material
p_0 amplitude de pressão dinâmica	ρ_s densidade do material
	c_s calor específico do material
Parâmetros do gás	
	μ viscosidade
	K condutividade térmica
	a velocidade de propagação do som
	γ razão entre calores específicos à pressão constante e a volume constante

A partir de algumas hipóteses simplificativas, o número de variáveis de dimensionamento pode ser reduzido pela transformação destas variáveis em parâmetros adimensionais.

- $\lambda/2\pi = 1/k \gg L_s$ para a hipótese de *stack* curto, ou seja, o comprimento do *stack* é menor que o comprimento de onda acústico reduzido.

- $\delta_k, \delta_{nu} \ll y_0$ para a hipótese da **camada limite**, a qual assume que as camadas limite viscosa e térmica são menores que o espaçamento entre as lâminas.
- Diferença de temperatura no *stack* é menor que a temperatura média $\Delta T \ll T_m$.
- A onda é ressonante, ou seja, $p_1 = p_0 \cos(kx)$.

Deste ponto em diante a amplitude da pressão dinâmica será denotada p_0 .

Olson e Swift [9] propuseram normalizar a potência acústica e a capacidade de refrigeração pelo produto da pressão média p_m , velocidade do som a e a área da seção transversal do *stack* A : $p_m a A$.

A amplitude da pressão dinâmica p_0 pode ser normalizada pela pressão estática p_m . Esta razão p_0/p_m é chamada de *drive ratio* D . Como ambos δ_k e δ_ν dependem do número de Prandtl do gás, pode-se reduzir mais ainda o número de parâmetros.

Como Tijani [1] propôs, o comprimento L_s e a posição x do *stack* podem ser normalizados por $\lambda/2\pi$. A temperatura fria T_c e a diferença de temperatura no *stack* ΔT podem ser normalizadas pela temperatura média no *stack* T_m . A geometria do *stack* pode ser normalizada pela porosidade B , definida como

$$B = \frac{y_0}{y_0 + l} \quad (4.1)$$

Desta forma são obtidas as *variáveis normalizadas*, mostradas na Tab. 4.2

Tabela 4.2: Variáveis de dimensionamento normalizadas

Parâmetros de operação
$Drive\ Ratio\ D = \frac{p_0}{p_m}$ diferença de temperatura normalizada $\Delta T_{mn} = \frac{\Delta T_m}{T_m}$ capacidade de refrigeração normalizada $Q_{cn} = \frac{\dot{Q}_c}{p_m a A}$ potência acústica normalizada $W_n = \frac{\dot{W}}{p_m a A}$
Parâmetros do <i>stack</i>
comprimento normalizado $L_{sn} = \frac{2\pi L_s}{\lambda}$ posição normalizada do centro $x_n = \frac{2\pi x}{\lambda}$ porosidade $B = \frac{y_0}{y_0 + l}$
Parâmetros do gás
número de Prandtl σ camada limite normalizada $\delta_{kn} = \frac{\delta_k}{y_0}$

Esses parâmetros adimensionais definem o dimensionamento do refrigerador termoacústico.

4.1 Aproximações

A variação de pressão e velocidade do gás na região do *stack*, e também as funções hiperbólicas nas funções de Rott para as geometrias dos *stacks* deixam as Eq. 2.49 e Eq. 2.50 difíceis de se trabalhar. Contudo, considerando algumas aproximações, essas equações se tornam um pouco menos complicadas. A primeira aproximação é a da camada limite, a qual se supõe $\delta_k \ll y_0$. Assim, as funções hiperbólicas nas citadas acima e nas equações Eq. 2.31, Eq. 2.30 e Eq. 2.29 tendem à 1. Considerando que o *stack* é curto com relação ao ressonador, ou seja, $l \ll \lambda$, a segunda aproximação, de que a pressão p_1 e a velocidade u_1 no gás não varia consideravelmente na região do *stack*, também se torna válida. Por fim, serão consideradas apenas ondas sonoras ressonantes, para as quais

$$p_1 = p_1^s = p_0 \cos(kx), \quad (4.2)$$

onde p_0 é a amplitude de pressão da onda ressonante. Portanto, a amplitude de velocidade no gás pode ser dada pela expressão

$$\langle u_1 \rangle = \left(1 + \frac{l}{y_0}\right) \frac{ip_0}{\rho_m a} \sin(kx) = i \langle u_1^s \rangle, \quad (4.3)$$

onde k é o número de onda e o índice s representa uma onda estacionária.

Segundo Swift [5], a função de Rott com a aproximação da camada limite é dada por

$$f = \frac{(1-i)\delta}{y_0} \quad (4.4)$$

Com essas aproximações, as Eq. 2.49 e Eq. 2.50 se tornam, para os parâmetros W_n e Q_{cn} já normalizados,

$$Q_{cn} = -\frac{\delta_{kn} D^2 \sin(2x_n)}{8\gamma(1+\sigma)\Lambda} \left(\frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(\gamma-1)BL_{sn}} \frac{1+\sqrt{\sigma}+\sigma}{1+\sqrt{\sigma}} - (1+\sqrt{\sigma}-\sqrt{\sigma}\delta_{kn}) \right) \quad (4.5)$$

$$W_n = \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2}{4\gamma} (\gamma-1) B \cos(x_n)^2 \left(\frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{BL_{sn}(\gamma-1)(1+\sqrt{\sigma})\Lambda} - 1 \right) - \frac{\delta_{kn} L_{sn} D^2 \sqrt{\sigma} \sin(x_n)^2}{4\gamma B\Lambda} \quad (4.6)$$

onde

$$\Lambda = 1 - \sqrt{\sigma}\delta_{kn} + \frac{1}{2}\sigma\delta_{kn}^2$$

Assim, $COP = \frac{Q_{cn}}{W_n}$.

4.2 Parâmetros fixados

Todas as variáveis de projeto de um refrigerador termoacústico estão descritas nas Tabelas 4.1 e 4.2.

Nas análises numéricas foi avaliado a variação da capacidade de refrigeração e do COP, porém o objetivo é obter um refrigerador termoacústico com 40W de capacidade de refrigeração com uma variação de temperatura de 40°C no *stack*. O gás escolhido foi o Hélio, por razões apresentadas anteriormente.

Como ponto de partida para o projeto, alguns parâmetros devem ser selecionados e mantidos fixos. Porém, software usado necessita de comandos manuais para funcionar, assim uma rotina de otimização não pode ser feita para encontrar o melhor conjunto de variáveis que devem ser fixadas.

Os parâmetros foram fixos de forma a atender os requisitos de construção simplificada de um protótipo para testes iniciais.

Pressão estática - Swift [6] mostrou que a densidade de potência em um termoacústico é proporcional ao quadrado da pressão estática, portanto o limitante é a resistência do ressonador. Por outro lado, a camada limite térmica no gás é inversamente proporcional à pressão estática, portanto com uma pressão estática muito grande o espaçamento entre as lâminas do *stack* se torna muito pequeno, dificultando sua fabricação. Logo, a pressão estática foi fixada em 2bar, sendo que o material do ressonador, descrito posteriormente, suporta até 4bar de pressão interna segundo o fornecedor, devido à cola das flanges.

Frequência - O atuador fabricado limita a frequência de funcionamento próxima a 307Hz, um termoacústico sintonizado em 400Hz também foi simulado para efeito de comparação. Porém, após os dimensionamentos completos, resolveu-se testar apenas o protótipo de 300Hz, pois o atuador sintonizado em 400Hz custaria muito.

Pressão dinâmica - A pressão dinâmica é limitada pela força do atuador e por não-linearidades. Para que não-linearidades não ocorram, o número de Mach acústico,

$$M = \frac{p_0}{\rho_m a^2} \quad (4.7)$$

deve ser limitado em $M < 0.1$. Também, para evitar turbulência no gás, o número de Reynolds acústico, definido como

$$R^{\delta_v} = \frac{\langle u_1 \rangle \delta_v \rho_m}{\mu}, \quad (4.8)$$

deve ser menor que 500. Sendo assim, o *drive Ratio* deve ser limitado em $D < 3\%$. Contudo, mesmo um bom alto-falante como o que foi utilizado no projeto do atuador obteve um *drive ratio* máximo de $D = 1\%$.

4.3 Fluxograma de dimensionamento

Definidos os parâmetros fixos iniciais do projeto, o fluxograma de dimensionamento é apresentado na Fig. 4.1.

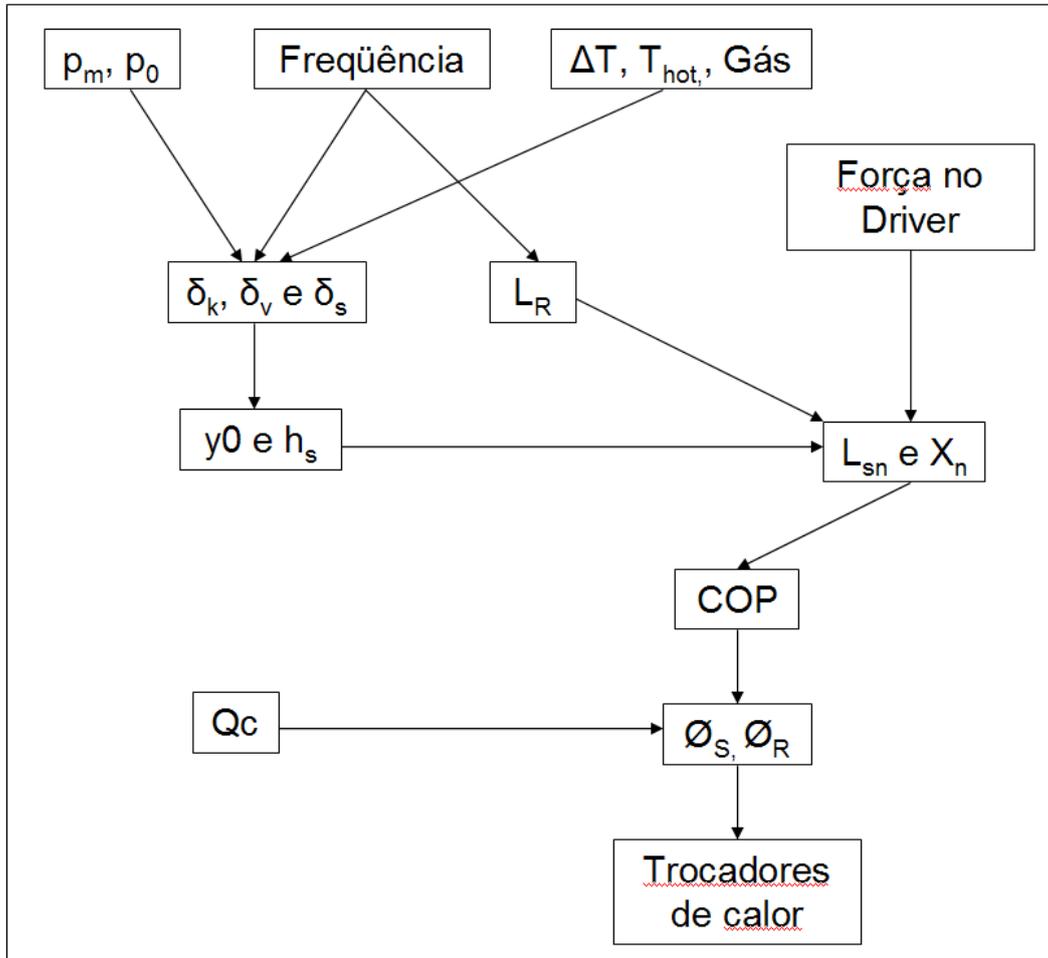


Figura 4.1: Fluxograma de dimensionamento de um refrigerador termoacústico.

Com alguns parâmetros de operação fixos, dada a variação de temperatura ΔT

desejada e a temperatura quente T_{hot} no qual o refrigerador funcionará, as alturas das camadas limite térmica e viscosas δ_k e δ_v no gás são calculadas, e também a camada limite térmica δ_s no material do *stack*. Com as alturas das camadas limite, o espaçamento entre lâminas de um *stack* lâmina espiral e a espessura da lâmina do *stack* é definida¹. Dada a frequência de operação, temos o comprimento do ressonador. Em seguida, o comprimento do *stack* e a sua posição dentro do ressonador definem um compromisso entre capacidade Q desejada e COP desejado para o refrigerador. A força máxima do atuador, a pressão estática e a dinâmica e também o gás selecionado definem a capacidade de refrigeração, que por sua vez determina o diâmetro do *stack* e o do ressonador.

4.4 Stack

Como a função do *stack* é estar em contato com o gás no ressonador, o *stack* pode ter várias geometrias diferentes, tais como placas paralelas, orifícios paralelos, conjunto de pinos² paralelos ou mesmo uma placa enrolada em espiral. A geometria do *stack* é dada pela função de Rott f e, como já foi mencionado, essa função está presente na literatura para algumas geometrias de *stack* mais simplificadas.

Como visto no segundo termo³ Eq. 2.50, a capacidade de refrigeração é proporcional à parte imaginária da função $-f_k$ do *stack*. Swift mostra na Fig. 4.2 as partes real e imaginária para a função f_k de algumas geometrias de *stack*, em função da razão entre o raio hidráulico r_h ⁴ e a camada limite térmica no gás δ_k .

Como pode ser percebido, o *stack* de conjunto de pinos e o de placas paralelas são os melhores. Porém, o *stack* de conjunto de pinos é de difícil fabricação, portanto foi escolhido o *stack* de placas paralelas. A função de Rott f para o *stack* de placas paralelas possui um mínimo onde $r_h = 1,1$, e para placas paralelas, $r_h = y_0$. A seleção do hélio como gás de trabalho, a frequência máxima de 400Hz e a pressão estática $p_0 = 2\text{bar}$ definem a altura das camadas limite térmica e viscosa como sendo $\delta_k = 0,265\text{mm}$ e $\delta_v = 0,216\text{mm}$, respectivamente. Assim, o espaçamento entre as placas do *stack* é $2y_0 = 2\delta_k \cdot 1,1 = 0,583\text{mm}$. Para não haver alteração do campo acústico, Swift [3] propõe que, para um *stack* de placas paralelas, o espaçamento entre lâminas seja definido como $2\delta_k \leq 2y_0 \leq 4\delta_k$. Portanto, foi definido um espaçamento entre lâminas de 0,6mm.

Uma rotina de cálculos foi desenvolvida para se obter as curvas de eficiência COP , eficiência relativa à Carnot $COPR$, potência acústica consumida W e ca-

¹ O critério é o mesmo para *stacks* de placas paralelas, como será visto a seguir. ² Um array de pinos. ³ O segundo termo é o termo gerado pelo gradiente de temperatura no *stack* ⁴ Relação entre a área da seção transversal da região do gás no *stack* e o seu perímetro.

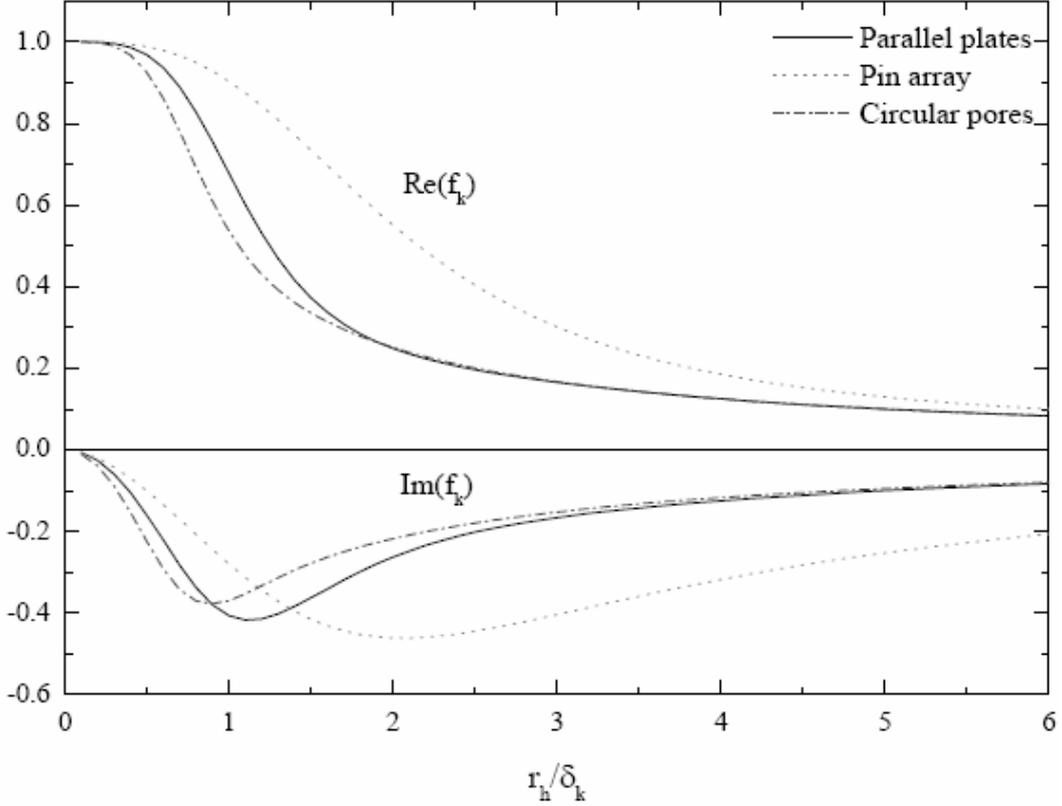


Figura 4.2: Partes real e imaginária da função f_k para algumas geometrias de stack, segundo Swift [[3]].

pacidade de refrigeração Q em função da posição do centro do *stack* dentro do ressonador, e o comprimento do *stack*. O programa utiliza as equações Eq. 4.6 e 4.5 para o cálculo da potência acústica e para a capacidade de refrigeração, respectivamente. A rotina também contém as Eq. 2.32 e 2.33 para o cálculo das camadas limite térmicas no gás e no *stack*, bem como as equações básicas para gases nobres,

$$k(T) = k_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_k}, \quad \mu(T) = \mu_0 \left(\frac{T}{T_0} \right)^{b_\mu}, \quad R = R_{univ}/m$$

$$c_p = \frac{\gamma R}{\gamma - 1}, \quad \rho(p, T) = \frac{pm}{RT}, \quad a(T)^2 = \gamma RT,$$

onde b_k e b_μ são coeficientes utilizados para o cálculo da condutividade e da viscosidade em função da temperatura.

Essa pré-definição do *stack* é necessária para acelerar o processo de convergência das temperaturas nas simulações do programa DeltaE, pois caso contrário a definição do *stack* deveria ser realizada por tentativa e erro através do *software* DeltaE,

e o processo se tornaria muito lento.

A Fig. 4.3 mostra a variação do COP do *stack* em função do comprimento normalizado L_{sn} do *stack*, para várias posições normalizadas x_n do *stack* no ressonador. O parâmetro da função COP indica a posição normalizada do *stack* no ressonador, sendo 20 uma posição mais próxima do atuador, e 40 uma posição mais distante do atuador.

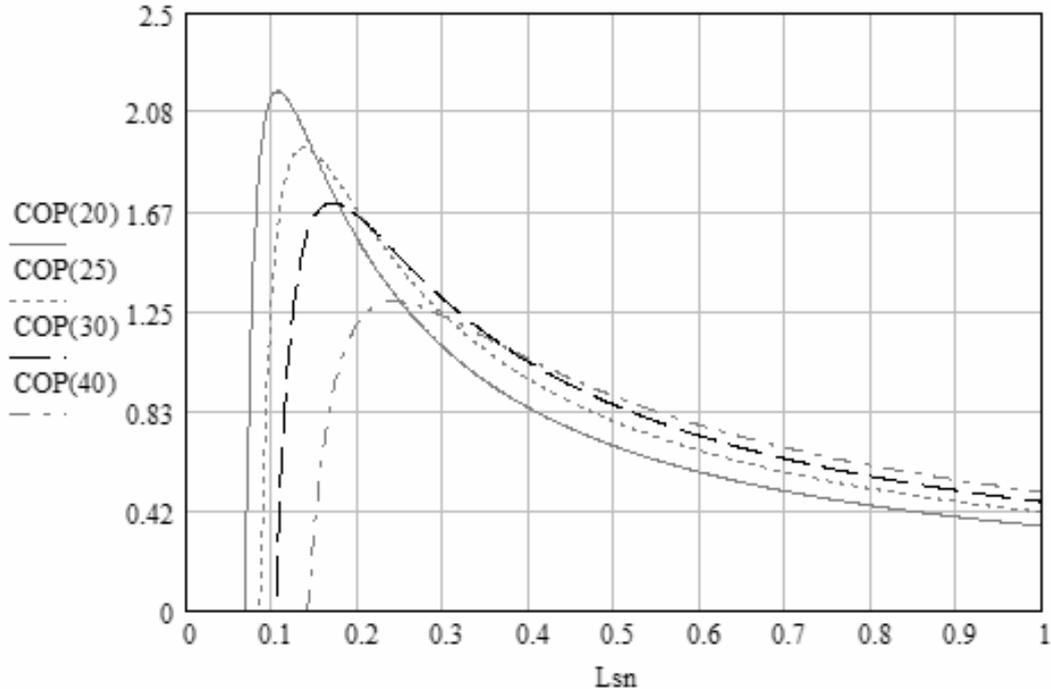


Figura 4.3: Variação da eficiência do *stack* com o comprimento do *stack*, para várias posições dentro do ressonador, para um refrigerador sintonizado em 300Hz.

Para posições mais próximas do atuador, a velocidade de partícula do gás diminui, diminuindo as perdas por viscosidade mas também diminuindo o fluxo de energia no *stack*. Esse balanço é mais estável para *stacks* situados um pouco mais distantes do atuador. No caso de *stacks* muito distantes do atuador, as perdas por viscosidade são maiores e também a variação de pressão (e conseqüentemente de temperatura) no gás também é menor, fazendo com que o COP seja muito baixo. A força necessária no atuador, em função do comprimento do *stack*, para manter a pressão dinâmica desejada é mostrada na Fig. 4.4.

Com base nesse gráfico, um comprimento de 140mm para o *stack* foi selecionado, correspondendo a uma força necessária no atuador de 80N ($L_{sn} = 0.26$).

Para se comparar as duas frequências desejadas (300Hz e 400Hz), foi utilizado o mesmo *stack*, porém em posições diferentes. A Fig. 4.5 mostra o COP em função

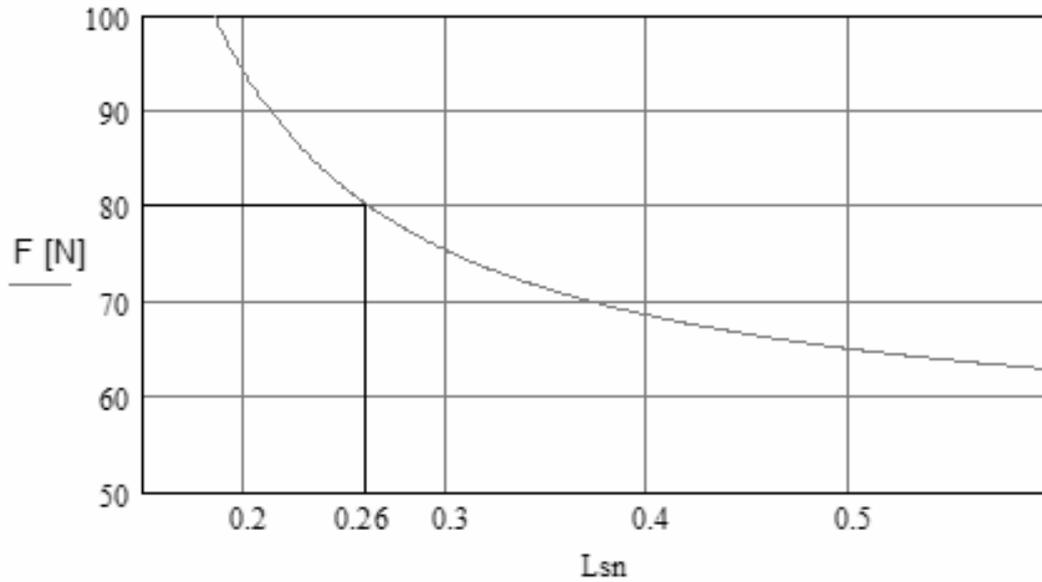


Figura 4.4: Variação da força necessária no atuador

da posição x_n do *stack*, para um *stack* de 140mm, para 300Hz e para 400Hz.

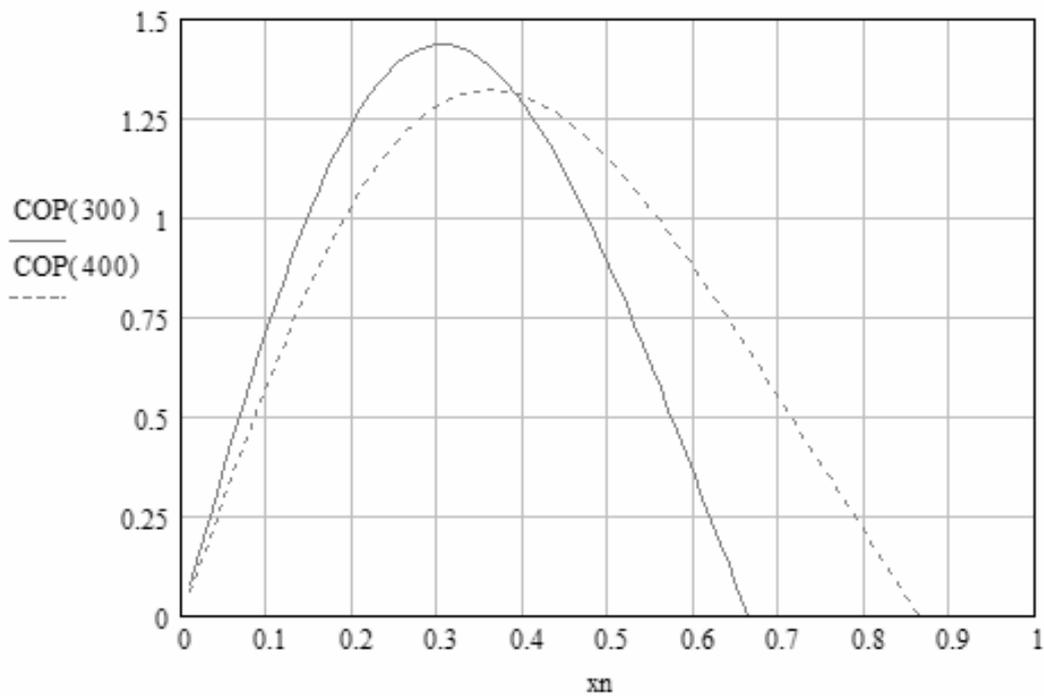


Figura 4.5: Variação do COP com a posição do *stack*, para 300Hz e 400Hz

Com isso em mente, a posição normalizada ótima x_n do centro do *stack* é de 0,3 para 300Hz e de 0,36 para 400Hz. Isto equivale à distância real do atuador ao

centro do stack de 180mm para 300Hz e de 150mm para 400Hz.

A Fig. 4.6 mostra o comportamento da capacidade de refrigeração $\Delta T = 40^\circ\text{C}$, em função do comprimento do *stack* e da sua posição no ressonador.

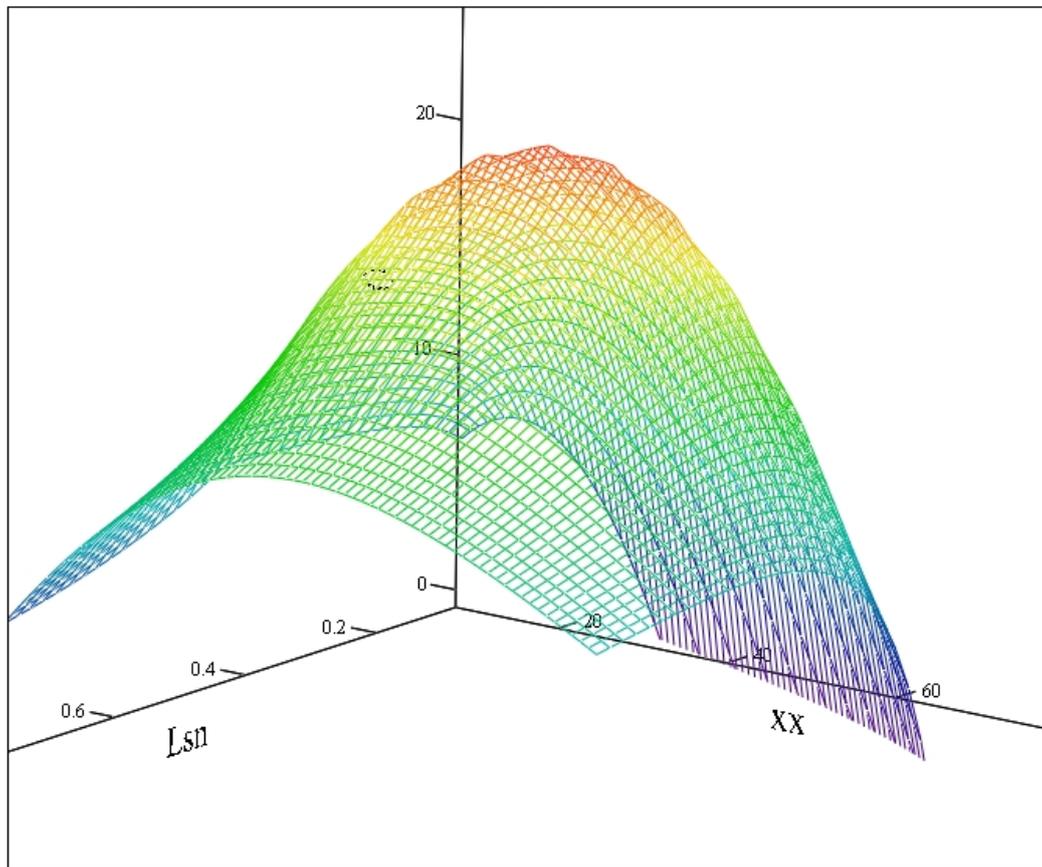


Figura 4.6: Q_c em função de x_n e L_{sn} .

Também, o diâmetro do *stack* foi determinado para a capacidade desejada, respeitando o limite de força do atuador. Para se atingir uma capacidade de refrigeração de $Q = 40\text{W}$ para uma variação de temperatura de $\Delta T = 40^\circ\text{C}$, com a temperatura quente $T_{hot} = 37^\circ\text{C}$, o diâmetro do *stack* deve ser de 142mm. Como existe disponível no mercado tubos com diâmetro de 140mm, esse é o diâmetro final do *stack* e do ressonador. A Fig. 4.7 mostra o modelo CAD do *stack*, com a geometria final.

O material do *stack* deve possuir algumas características importantes para o bom funcionamento do refrigerador, tais como um baixo coeficiente de condutividade térmica, pois o fluxo de calor através do *stack* entre o lado frio e o lado quente deve ser minimizado. Além disto, o material deve possuir um alto calor específico c_s , conseguindo assim entregar mais energia em uma mesma variação de temperatura.



Figura 4.7: Modelo da geometria final do stack

A fabricação do *stack* é complexa, mesmo para a configuração de lâminas paralelas. O material selecionado é o poliéster, pois possui um calor específico considerado adequado ($c_s = 1170\text{J/kgK}$) e uma condutividade térmica $K_s = 0,16\text{W/mK}$. A densidade deste material, ρ , é igual a 1390kg/m^3 . Como a altura da camada limite térmica no material do *stack* é de $\delta_k = 10\mu\text{m}$ para 300Hz e $\delta_k = 8,7\mu\text{m}$ para 400Hz , a espessura da placa (lâmina) de mylar selecionada deve ser maior que $20\mu\text{m}$. Lâminas de $100\mu\text{m}$ foram utilizadas por estarem disponíveis, porém uma espessura menor reduziria a condução de calor pelo *stack*, melhorando a performance do sistema.

Linhas de nylon com a espessura de $0,6\text{mm}$ foram utilizadas para tentar manter o espaçamento entre as lâminas, porém o material do *stack* rejeitou as colas testadas.

Portanto, para a fabricação do *stack*, foi aplicado um método simples de fabricação das lâminas enroladas em espiral, como sugerido⁵ por Tijani [1]. Entre uma lâmina e outra, existe uma lâmina ondulada cuja as ondulações possuem a altura igual ao espaçamento desejado entre as lâminas, de $0,6\text{mm}$. A porosidade final do *stack* fabricado é de $B = 0,78$.

Para a fabricação da lâmina corrugada uma lâmina comum de poliéster passa por uma placa de cobre aquecida⁶, e depois passa por duas engrenagens, que possuem altura de dente igual a $0,6\text{mm}$. Quando resfria, esta mantém a forma

⁵ Tijani utilizou este método para fabricar os trocadores de calor, e não o *stack*. ⁶ O aquecimento é proporcionado por duas chapinhas de cabelo.

desejada e é enrolada juntamente com uma lâmina comum de poliéster.

A Fig. 4.8 mostra o dispositivo utilizado para a fabricação do *stack*, e a Fig. 4.9 mostra o do espaçamento entre as lâminas do *stack* depois de fabricado.



Figura 4.8: Dispositivo de fabricação do stack



Figura 4.9: Geometria final do stack fabricado.

4.5 Ressonador

O ressonador deve ter um comprimento específico, pois a sua frequência de ressonância deve ser muito próxima à frequência de ressonância do atuador para que a capacidade de refrigeração seja maximizada. O ressonador pode ser tanto de $\lambda/2$ (fechado-fechado) quanto de $\lambda/4$ (fechado-aberto), sendo λ o comprimento de onda na frequência de ressonância do atuador. Obviamente, ressonadores de $\lambda/4$ devem possuir um volume adicional no final do ressonador, necessário para a formação da onda estacionária sem perder o gás, como se fosse um tubo fechado-aberto. Por simplicidade, optou-se por utilizar um ressonador de $\lambda/2$.

Assim, levando em conta o gás Hélio selecionado, o comprimento do ressonador deve ser de 1,645m e de 1,234m para 307Hz e 400Hz, respectivamente. O diâmetro do ressonador foi definido como o mesmo diâmetro do *stack*.

Para possibilitar medir essas duas frequências, um ressonador modular foi construído em acrílico, também por ter baixo custo e facilitar a visualização interna dos componentes. Todos os módulos possuem flanges com anéis de vedação. A Fig. 4.10 mostra o modelo do refrigerador, com a geometria final, e também uma representação com um ressonador mais curto, para melhor visualização dos detalhes. A Fig. 4.11 mostra o ressonador já construído em acrílico, com os alojadores para os transdutores de pressão.

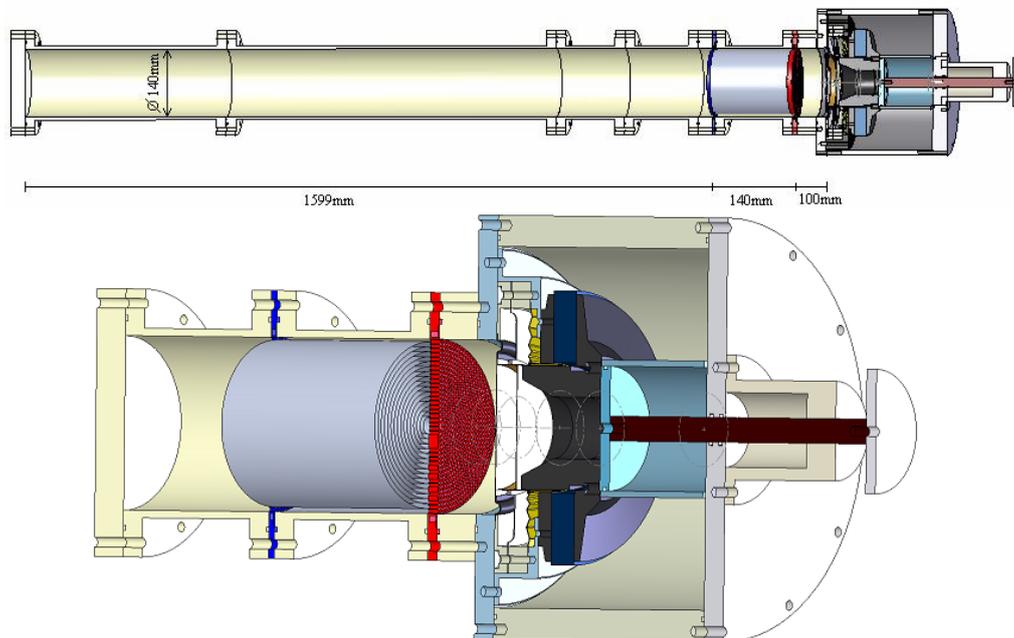


Figura 4.10: Modelo do refrigerador com o ressonador modular, com apenas um módulo do ressonador após o stack, para melhor visualização.

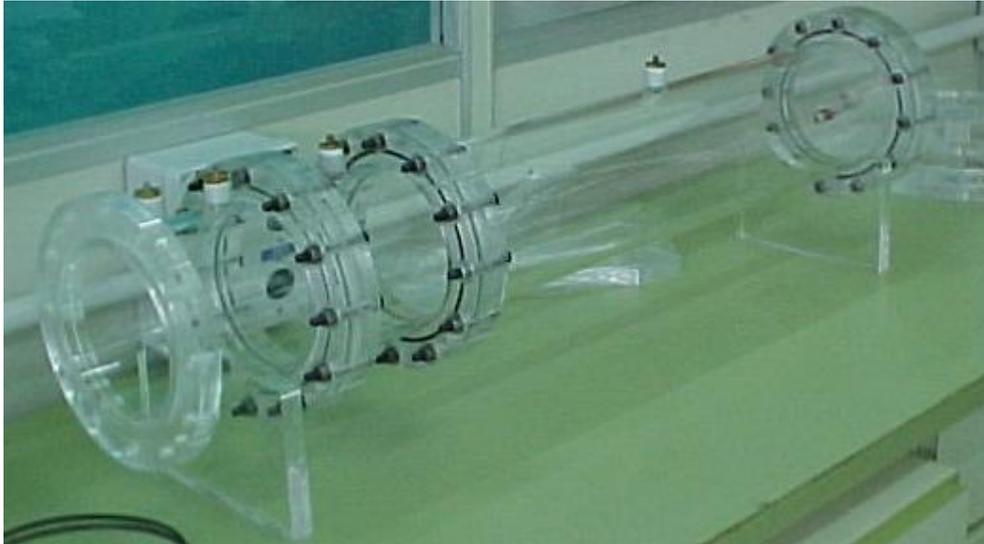


Figura 4.11: Modelo do refrigerador com o ressonador modular, com apenas um módulo do ressonador após o stack, para melhor visualização.

4.6 Trocadores de calor

O trocador de calor para um fluido com velocidade média nula é um dos grandes problemas da tecnologia termoacústica, e a otimização deste componente não faz parte do escopo deste trabalho.

Uma placa de cobre perfurada, com o diâmetro dos furos de 1,6mm e porosidade $B = 0,646$ foi utilizada tanto para o trocador quente quanto para o frio. Assim, a porosidade do *stack* e dos trocadores de calor ficam semelhantes. Os trocadores também possuem canais internos onde uma mistura água/alcool removem o calor do trocador quente e do ambiente a ser refrigerado.

A espessura do trocador frio é função da velocidade de partícula⁷ do gás na região do trocador. Caso a espessura do trocador for maior que a amplitude de deslocamento pico-a-pico de uma parcela de gás na região do trocador frio, então essa parcela de gás retirará e rejeitará, de forma alternada, calor do trocador. Assim, só há aumentos das perdas e da potência acústica consumida, sem que ocorra fluxo de energia.

Para que ocorra a troca de calor entre a parcela de gás e o trocador, o trocador não pode ter uma espessura maior que a amplitude de deslocamento pico-a-pico de uma partícula de gás na região do trocador, pois assim é garantido que o gás retirará calor do *stack* para levar ao trocador.

⁷ E conseqüentemente do deslocamento da partícula.

Portanto, para a posição início do trocador de calor, a 240mm do atuador, a amplitude de deslocamento (pico) de uma partícula no ressonador é dada pela Eq. 4.9

$$x = \frac{u}{\omega} = \frac{p_0}{\omega \rho_m a} \sin(kx) \quad (4.9)$$

Com $x = 240\text{mm}$, e os valores dos parâmetros já definidos anteriormente, a amplitude de deslocamento (pico) do gás é de 2,89mm. Logo, a espessura do trocador frio é $2x \approx 6\text{mm}$.

Já o trocador quente, segundo a primeira lei da termodinâmica, deve retirar toda a energia proveniente do trocador frio e também o trabalho gerado pelo atuador. Portanto, deve ter aproximadamente o dobro de comprimento do trocador frio. Havendo no mercado chapas de 10mm de cobre disponível, essa será a espessura do trocador quente. A Fig. 4.12 mostra o modelo CAD dos trocadores de calor com a dimensão final.

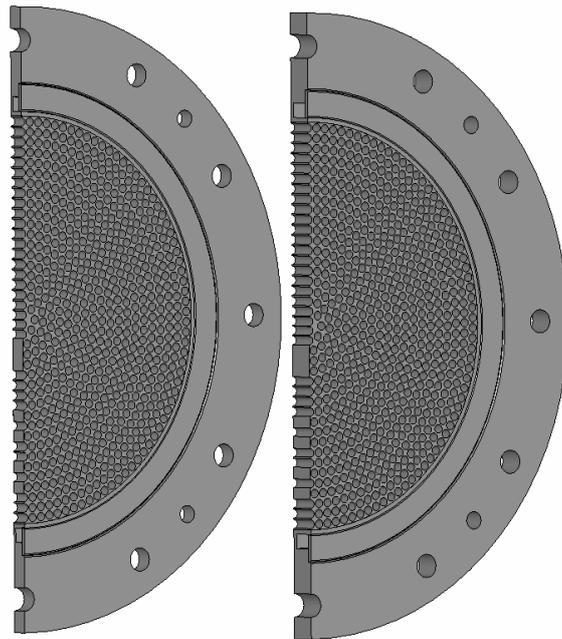


Figura 4.12: Modelo dos trocadores de calor de cobre perfurado, com canais para passagem de fluido.

4.7 Montagem

O conjunto todo montado é mostrado na Fig. 4.13. Ao fundo, o circulador de água utilizado para regular a temperatura do trocador quente pode ser visualizado.



Figura 4.13: Protótipo construído e montado.

A Fig. 4.14 mostra os pontos de medição de temperatura e de pressão dinâmica. Uma mangueira ligando o ressonador ao atuador faz a equalização de pressão entre esses dois componentes. Um barômetro foi instalado na extremidade do ressonador para controle da pressão estática, ao lado de um transdutor de pressão.

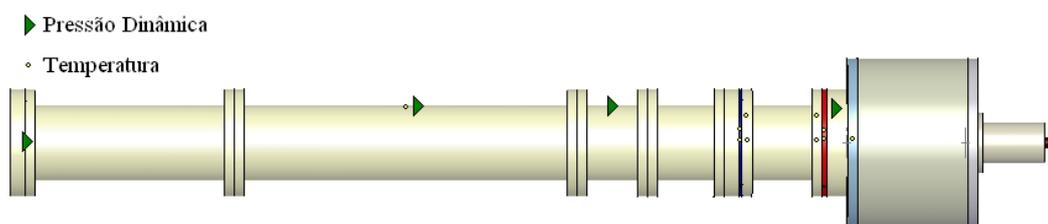


Figura 4.14: Pontos de medição de pressão (triângulos) e de temperatura (pontos).

Para finalizar, a Tab. 4.3 mostra os valores dos parâmetros utilizados na construção do refrigerador termoacústico.

Tabela 4.3: Parâmetros do protótipo

Parâmetros projetados para o protótipo	
freqüência de operação $f = 307\text{Hz}$	comprimento do <i>stack</i> $L_s=140\text{mm}$
Temperatura quente $T_{hot} = 37^\circ\text{C}$	posição do centro do <i>stack</i> $x= 180\text{mm}$
gradiente de temperatura $\Delta T=40^\circ\text{C}$	espessura de lâmina $2l=0,1\text{mm}$
diâmetro do ressonador $\varnothing_R = 140\text{mm}$	diâmetro do <i>stack</i> $\varnothing_s = 140\text{mm}$
material do <i>stack</i> = Mylar	espaçamento $2y_0=0,6\text{mm}$
capacidade de refrigeração $\dot{Q}_c=40\text{W}$	gás = Hélio
pressão estática $p_m=2\text{bar}$	<i>drive ratio</i> $D = p_0/p_m=0.02$

Capítulo 5

Resultados

5.1 Simulações

Para o dimensionamento proposto na Tab. 4.3, resultados numéricos da temperatura no lado frio do *stack* T_c (K) e $COPR$ com relação à capacidade refrigeração Q (W) são mostrados nas Figuras 5.1 e 5.2, respectivamente.

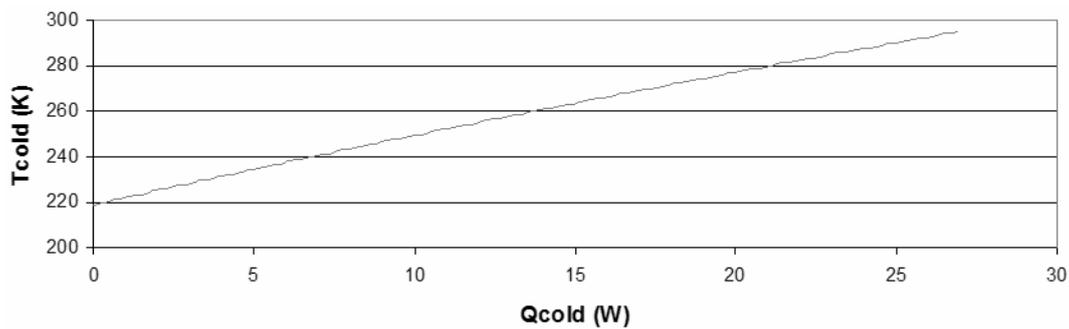


Figura 5.1: Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}C$.

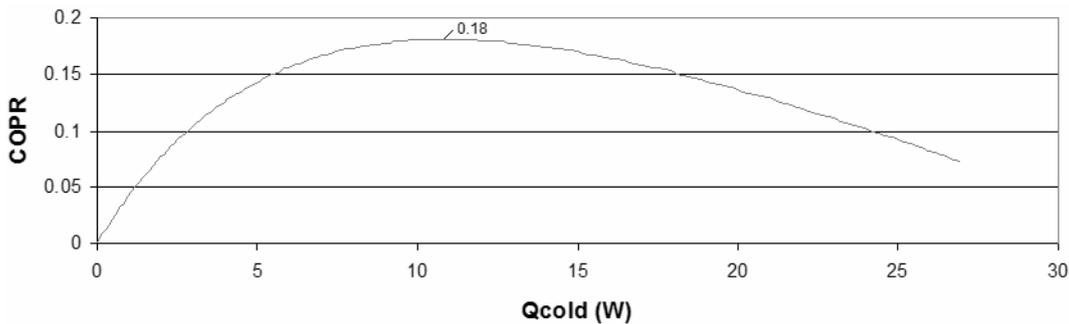


Figura 5.2: Variação do $COPR$ com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}C$.

Esse resultado desconsidera perdas por condução no ressonador, por isso é um

resultado muito mais preciso que os resultados utilizando a rotina de cálculos.

No caso de se utilizar um *drive ratio* $D = 1\%$, a capacidade térmica e o *COPR* seriam reduzidos significativamente, como pode ser visto nas Figuras 5.3 e 5.4.

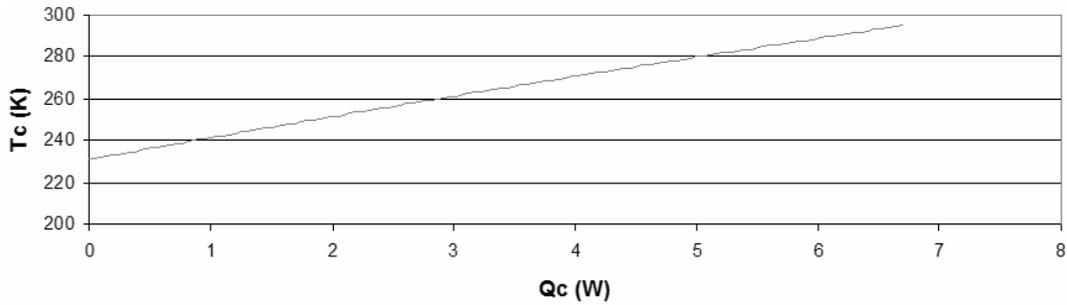


Figura 5.3: Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador para um Drive Ratio $D = 1\%$. $T_{hot} = 37^\circ C$.

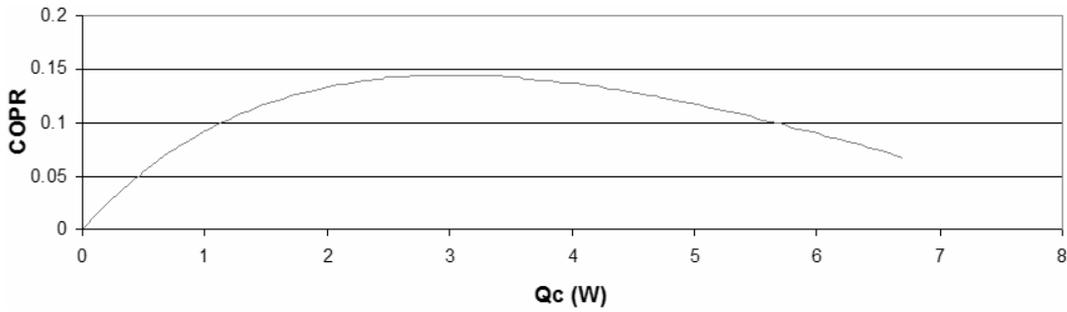


Figura 5.4: Variação do *COPR* com a variação capacidade do refrigerador para um Drive Ratio $D = 1\%$. $T_{hot} = 37^\circ C$.

Variando a posição do *stack* dentro do ressonador, como mostram as Figuras 5.5 e 5.6, a capacidade de refrigeração e o *COPR* aumentam para posições mais distantes do driver, enquanto a capacidade é maior que aproximadamente 15W, o que corresponde a uma temperatura fria T_c de 270K.

Acima desta temperatura, a capacidade de refrigeração e o *COPR* são menores do que Q_c e *COPR* para posições mais próximas.

Vê-se que para se alcançar maiores capacidades de refrigeração, Q_c , com pequeno gradiente de temperatura, ΔT , posições mais afastadas do atuador são melhores, Porém, para se atingir maiores gradientes de temperatura, posições do *stack* mais próximas do atuador são mais adequados.

O mesmo comportamento é visualizado nas Figuras 5.7 e 5.8 para o mesmo termoacústico sintonizado em 400Hz, porém os valores de *COPR* são menores devido ao *stack* ter sido projetado primariamente para 300Hz.

Portanto, para se operar sempre na condição ótima, a posição do *stack* deve ser variável conforme a temperatura T_c . Naturalmente, no entanto, não é possível

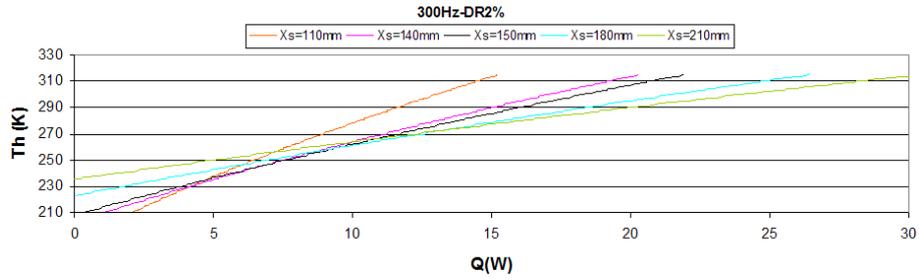


Figura 5.5: Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}C$.

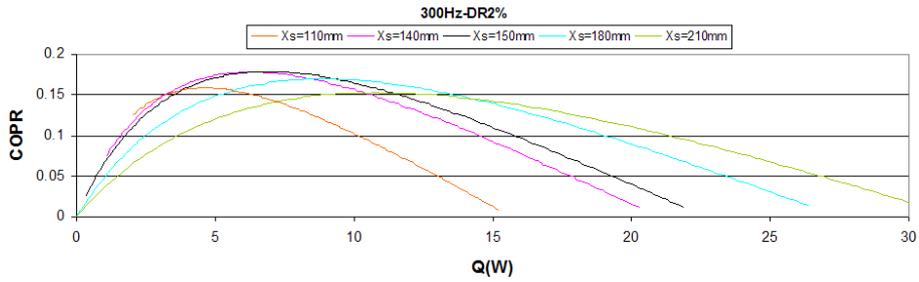


Figura 5.6: Variação do COPR com a variação capacidade do refrigerador. $T_{hot} = 37^{\circ}C$.

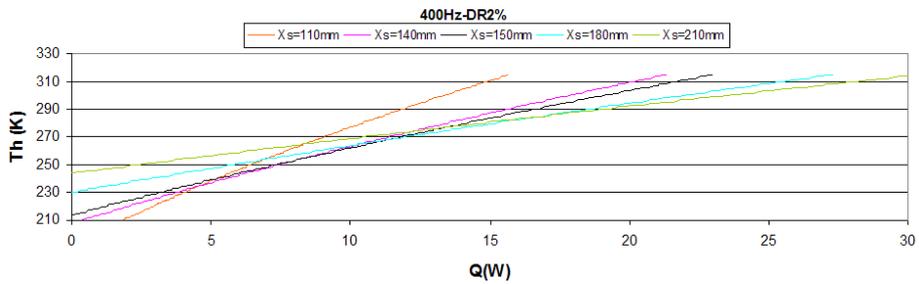


Figura 5.7: Variação da temperatura no trocador frio com a variação capacidade do refrigerador, para 400Hz. $T_{hot} = 37^{\circ}C$.

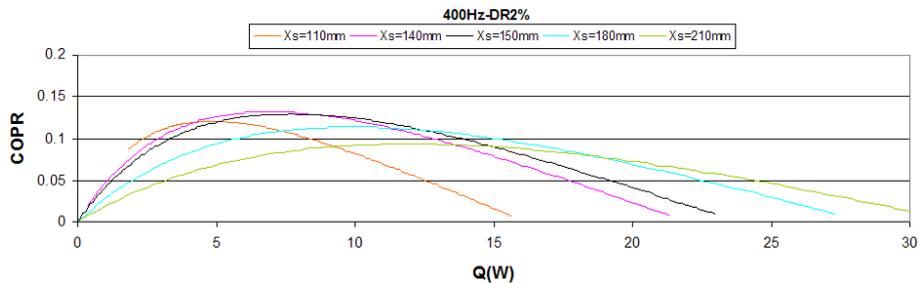


Figura 5.8: Variação do COPR com a variação capacidade do refrigerador, para 400Hz. $T_{hot} = 37^{\circ}C$.

a troca da posição do *stack* durante o seu funcionamento.

Para compreender o fenômeno termoacústico e o comportamento muitas vezes

não-linear das suas variáveis, é necessária uma análise de variação parâmetros, para as principais variáveis envolvidas. Assim, a influência qualitativa e quantitativa das variáveis pode ser determinada.

Uma análise de variação de parâmetros foi realizada com as variáveis:

- pressão estática, p_m ;
- pressão dinâmica, p_0 ;
- *drive ratio*, D ;
- temperatura quente, T_h ;
- posição do *stack*, x_n ;
- comprimento do *stack*, L_s ;
- espaçamento entre as lâminas do *stack*, $2y_0$;
- espessura da lâmina do *stack*, $2l$.

Como requisitos avaliados estão:

- força necessária no atuador
- deslocamento necessário no atuador;
- potência acústica fornecida pelo atuador;
- frequência de ressonância do sistema;
- capacidade de refrigeração para uma temperatura $T_c=265\text{K}$;
- calor retirado no trocador quente;
- *COP*;
- as perdas no sistema.

A Tab. 5.1 mostra os dados resultantes da análise de variação de parâmetros. A posição do *stack* de 100mm na referência padrão representa a distância do atuador ao início do *stack*. A referência é sempre a mesma para todos os casos, e é descrita na última linha da Tab. 5.1.

Iniciou-se variando a pressão estática. Ambos os casos da variação da pressão estática com pressão dinâmica constante e também da variação da pressão estática com o *drive ratio* constante foram analisados.

Tabela 5.1: Dados resultantes da análise de variação de parâmetros.

	Variação da pressão estática (Pressão dinâmica constante)								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão Pm 2bar D 1% (160dB)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Pm 1bar D 2% (160dB)	22.62	3.97	11.50	256.20	265.00	9.34	-18.58	0.54	-2.26	-0.92	-3.18
Pm 4bar D 0,5% (160dB)	22.62	0.49	1.42	259.40	265.00	0.71	-1.84	0.21	-0.29	-0.12	-0.40
Pm 10bar D 0,2% (160dB)	22.62	0.12	0.36	260.50	265.00	-0.38	0.10	-1.35	-0.07	-0.03	-0.10
	Variação da pressão estática (Drive ratio constante)								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão Pm 2bar D 1% (160dB)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Pm 1bar D 1% (154dB)	11.31	1.99	2.89	256.30	265.00	1.82	-4.15	0.36	-0.56	-0.23	-0.79
Pm 4bar D 1% (166dB)	45.24	0.97	5.68	259.30	265.00	4.98	-9.52	0.59	-1.14	-0.47	-1.61
Pm 10bar D 1% (174dB)	113.10	0.61	8.96	260.40	265.00	7.93	-15.07	0.60	-1.82	-0.74	-2.56
	Variação da pressão dinâmica								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão Pm 2bar Dr 1% (160dB)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Drive Ratio 2% (166dB)	45.24	2.78	16.20	258.00	265.00	15.51	-28.49	0.68	-3.22	-1.31	-4.53
Drive Ratio 3% (169dB)	67.86	4.13	36.12	257.70	265.00	35.03	-63.93	0.69	-7.23	-2.96	-10.18
Pm 10bar D 2,3% (181dB)	260.12	1.39	47.17	260.20	265.00	44.31	-81.86	0.65	-9.63	-3.93	-13.56
	Variação da temperatura do lado quente								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão Thot 310K	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Thot 300K	22.62	1.47	4.28	258.00	265.00	4.18	-7.66	0.71	-0.80	-0.32	-1.12
Thot 320K	22.62	1.33	3.87	258.30	265.00	2.60	-5.66	0.38	-0.81	-0.33	-1.14
	Variação da posição do stack								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão (110mm)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Posição do Stack (70mm)	22.62	1.40	4.08	258.30	265.00	2.90	-6.17	0.44	-0.81	-0.27	-1.09
Posição do Stack (140mm)	22.62	1.41	4.11	257.90	265.00	3.35	-6.67	0.53	-0.80	-0.37	-1.17
	Variação do comprimento do stack								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão (L=140mm)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Compr. do Stack (70mm)	22.62	0.71	2.08	258.50	265.00	0.79	-2.01	-0.19	-0.87	-0.32	-1.18
Compr. do Stack (100mm)	22.62	1.00	2.91	258.40	265.00	2.36	-4.43	0.41	-0.84	-0.32	-1.16
Compr. do Stack (160mm)	22.62	1.61	4.69	258.00	265.00	3.67	-7.58	0.54	-0.79	-0.33	-1.12
Compr. do Stack (210mm)	22.62	2.17	6.33	257.40	265.00	3.96	-9.55	0.45	-0.74	-0.34	-1.08
	Variação do espaçamento entre as lâminas do stack								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão (y0=0.5mm*)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Espaçamento Lamina 0.3mm*	22.62	1.95	5.69	258.20	265.00	3.39	-8.31	0.40	-0.76	-0.32	-1.09
Espaçamento Lamina 0.4mm*	22.62	1.61	4.69	258.10	265.00	3.86	-7.75	0.58	-0.79	-0.33	-1.12
Espaçamento Lamina 0.6mm*	22.62	1.25	3.64	258.10	265.00	2.81	-5.64	0.46	-0.81	-0.33	-1.14
Espaçamento Lamina 0.7mm*	22.62	1.14	3.33	258.10	265.00	2.33	-4.84	0.36	-0.82	-0.33	-1.15
	Variação da espessura da lâmina do stack								Perdas		
	Força Drive	Desloc.	Pot Acúst.	Freq	Tcold	Qcold	Qhot	COP	Ress	TC	Total
Padrão (h=0.05mm*)	22.62	1.40	4.08	258.10	265.00	3.39	-6.67	0.55	-0.80	-0.33	-1.13
Espessura Lâmina 0.005mm*	22.62	1.47	4.27	256.40	265.00	3.58	-7.03	0.57	-0.83	-0.33	-1.16
Espessura Lamina 0.025mm*	22.62	1.52	4.41	256.40	265.00	3.75	-7.33	0.59	-0.83	-0.33	-1.16
Espessura Lamina 0.075mm*	22.62	1.30	3.81	259.60	265.00	3.06	-6.08	0.51	-0.79	-0.32	-1.11
Espessura Lamina 0.5mm*	22.62	1.04	3.10	263.90	265.00	1.80	-4.18	0.25	-0.72	-0.31	-1.03
Padrão:	Pm	Dr	Thot	L Stack	Posição Stack	h*	y0*	raio Troc.	* Metade dos valores reais		
	2bar	0.01	310.00	140.00	110.00	0.05mm	0.5mm	1.6mm			

Considerando as pressões estática e dinâmica constante, o deslocamento necessário no atuador para manter a pressão dinâmica em 160dB é muito maior que para altas pressões estáticas, dando a falsa impressão de que pressões dinâmicas menores são mais benéficas.

No caso do *drive ratio* constante, a pressão dinâmica atingida é muito maior, da mesma forma que a capacidade de refrigeração, com um deslocamento necessário no atuador menor. Sendo assim, pressões estáticas mais altas são extremamente benéficas para o termoacústico pois garantem uma capacidade de refrigeração maior exigindo menor deslocamento do atuador. A força necessária no atuador

é maior, porém mesmo para o caso de 10bar de pressão estática, a potência no atuador $W_a = 1/2\text{Re}(Fu^*) = W_a = 1/2\text{Re}(F(i\omega x)^*) = 57\text{W}$ ainda é menor que a sua potência máxima.

Uma variação de capacidade ainda maior é observada com a variação da pressão dinâmica¹, como mostra a Fig. 5.9, na qual as curvas indicam pressão estática $P_m = 2\text{bar}$ e os pontos isolados indicam pressão estática $P_m = 10\text{bar}$. Obviamente, a força e o deslocamento no atuador também aumentam. Para compreender melhor essas variações, um caso com pressão estática $p_m = 10\text{bar}$ e *drive ratio* $D = 2,3\%$ foi simulado, de forma a garantir o deslocamento máximo no atuador de aproximadamente 1,4mm. Este foi o caso de maior capacidade de refrigeração, com uma potência de aproximadamente 300W no drive. Esses dados são representado por triângulos na Fig. 5.9. Note também que as perdas aumentam consideravelmente, pois um aumento na velocidade de partícula aumenta também as perdas viscosas.

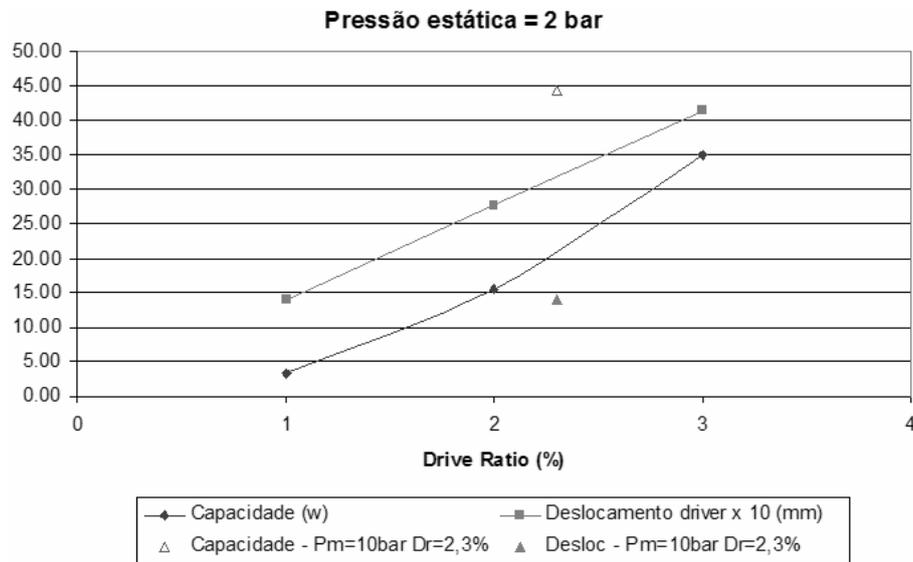


Figura 5.9: Variação da capacidade e COP em função do drive ratio, para pressão estática $P_m = 2\text{bar}$.

O caso da variação da temperatura do trocador quente T_h é mais óbvia, pois quanto maior é o gradiente de temperatura mais trabalho é necessário para mover calor da região fria para a região quente. Isso se evidencia na variação do *COP* em função de T_h , como visto na Fig. 5.10

As variações com relação aos parâmetros posição x_n e comprimento L_s do *stack* obedecem às curvas já apresentadas durante o projeto² do *stack*, como mostram as Figuras 5.11 e 5.12. Obviamente, o perfil das curvas não é exatamente o mesmo

¹ Variação do *drive ratio* D com pressão estática p_m constante. ² Projeto realizado com o equacionamento simplificado.

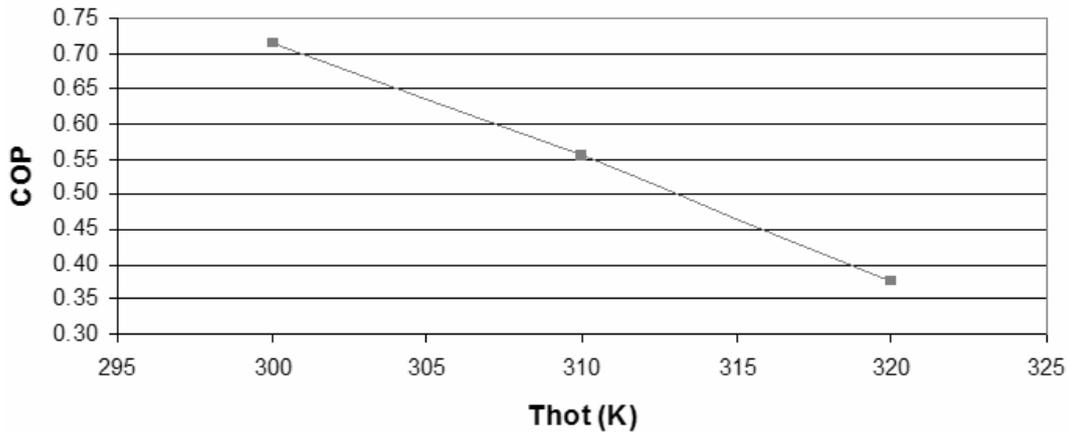


Figura 5.10: Variação do COP em função da temperatura do trocador quente.

porque a discretização destas curvas é muito menor que as curvas apresentadas durante o projeto.

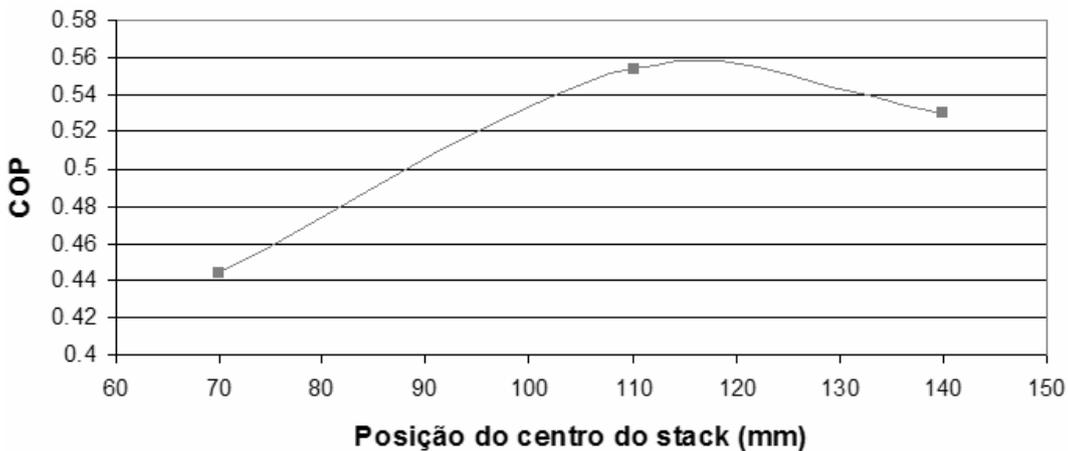


Figura 5.11: Variação do COP em função da posição do stack.

Os parâmetros espaçamento entre lâminas $2y_0$ e espessura da lâmina $2l$ do *stack* também possuem um valor ótimo tanto para *COP* quanto para Q_c , como observado nas Figuras 5.13 e 5.14. Os valores no gráfico são os valores reais $2y_0$ e $2l$. Nos dados que geraram esses gráficos os valores estão apresentados como y_0 e l .

Isto ocorre, no caso do espaçamento, devido ao fato de que um espaçamento $2y_0$ muito grande faz com que muitas partículas de gás se expandam e comprimam adiabaticamente, consumindo potência acústica e não contribuindo para o bombeamento de calor. Já um espaçamento muito pequeno faz com que todo o gás movimentado permaneça na temperatura da lâmina, e isso resulta em um menor

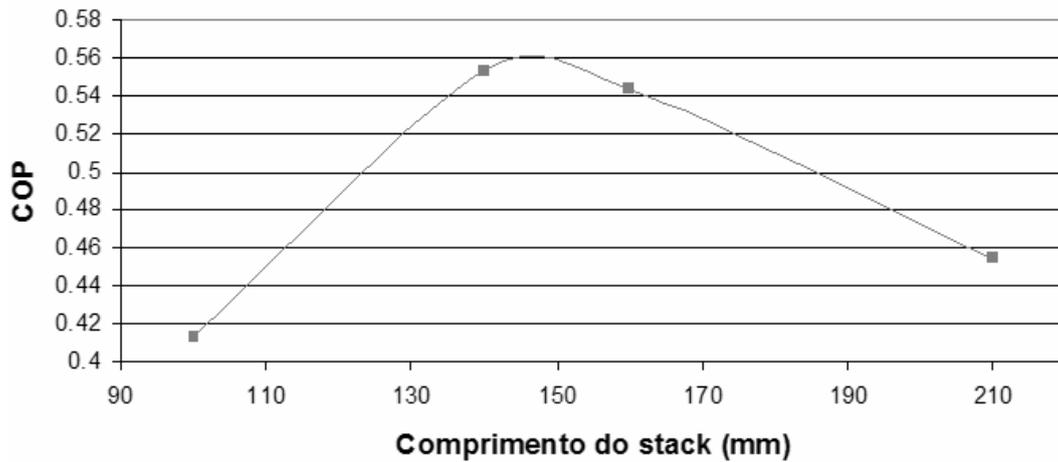


Figura 5.12: Variação do COP em função do comprimento do stack.

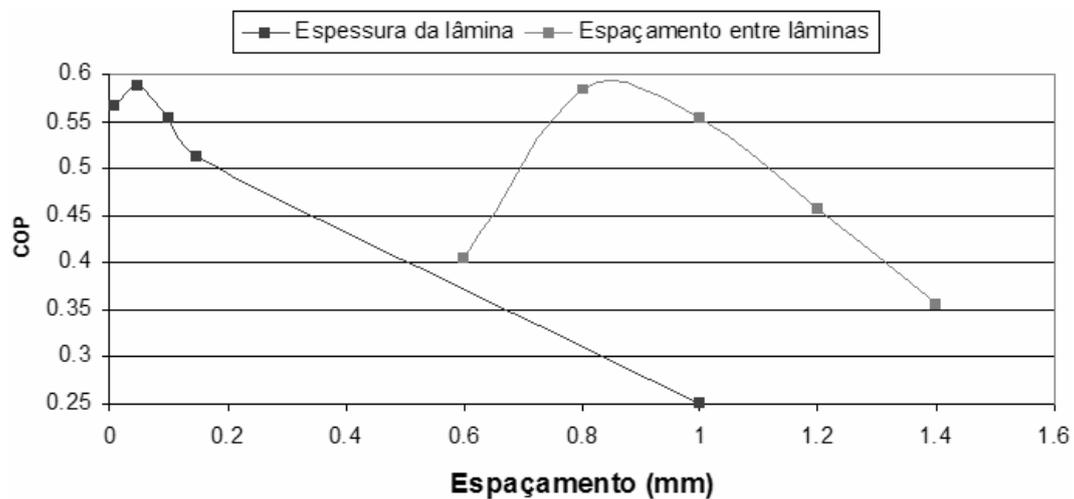


Figura 5.13: Variação do COP em função da espessura da lâmina e do espaçamento entre as lâminas.

bombeamento de calor.

Já o comportamento da variável espessura de lâmina l é explicado semelhantemente ao que ocorre com o gás. Uma espessura pequena não possui calor suficiente para fornecer à parcela de gás, enquanto que uma espessura grande favorece a condução de calor através do *stack* do lado quente para o lado frio, diminuindo assim a capacidade de refrigeração Q_c e por conseqüência o COP .

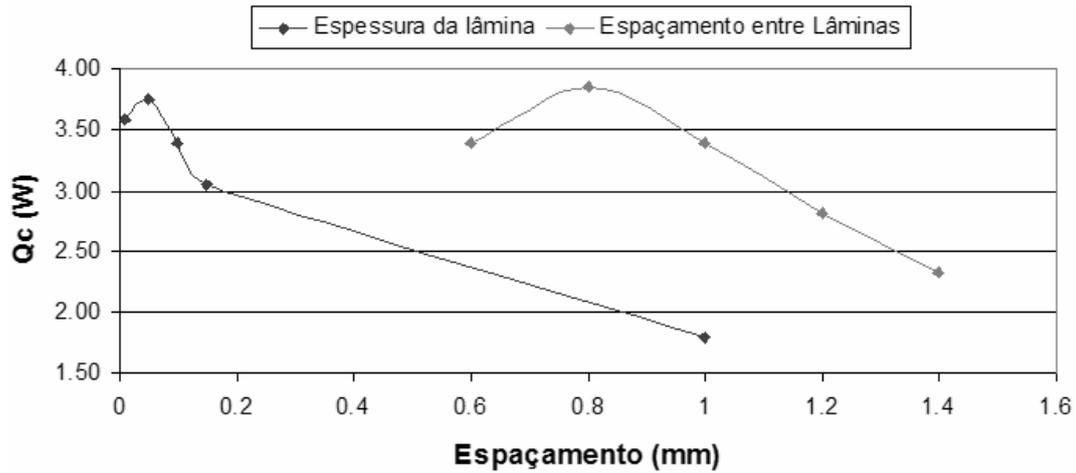


Figura 5.14: Variação de Q_c em função da espessura da lâmina e do espaçamento entre as lâminas.

5.2 Modelo CFD

Um modelo simplificado em CFD também foi simulado para avaliação da dinâmica do fenômeno termoacústico. A simplificação consiste em uma parte do refrigerador que compreende todo o gás entre duas lâminas do *stack*, desde o atuador até a parede oposta do ressonador. A geometria simplificada é formada por uma malha móvel³ duas lâminas, uma verde e uma azul, e o gás como mostra a Fig. 5.15. A Fig. 5.16 mostra a o refino da malha na região do *stack*.

No caso de um refrigerador termoacústico de onda estacionária, um ajuste da frequência de oscilação do pistão, em função das temperaturas no *stack* e no gás, é necessário devido à mudança na ressonância do sistema quando mudam-se as temperaturas quente e fria no *stack*, como mostra as Figs. 5.17 e 5.18. Esse ajuste não foi realizado nessas simulações. Portanto, o sistema inicia a simulação em ressonância porém, conforme as temperaturas no *stack* e no gás variam, a frequência de ressonância do sistema varia lentamente enquanto a excitação permanece com uma frequência fixa, desfavorecendo a ocorrência do fenômeno termoacústico. Foi utilizado um *time step* de 1^{-4} s, que equivale a, aproximadamente, 35 divisões por ciclo.

Nas laterais do modelo foi aplicada a condição de contorno de simetria. Na parede que representa a membrana do atuador, foi aplicado uma malha móvel com deslocamento periódico definido em 3mm e 300Hz. Na região de contato entre o fluido e o *stack* foi definida a condição de contorno de interface fluido-estrutura.

Vemos na figura referentes ao tempo de 0,68s que, quando o gradiente de tem-

³ Representando o pistão.

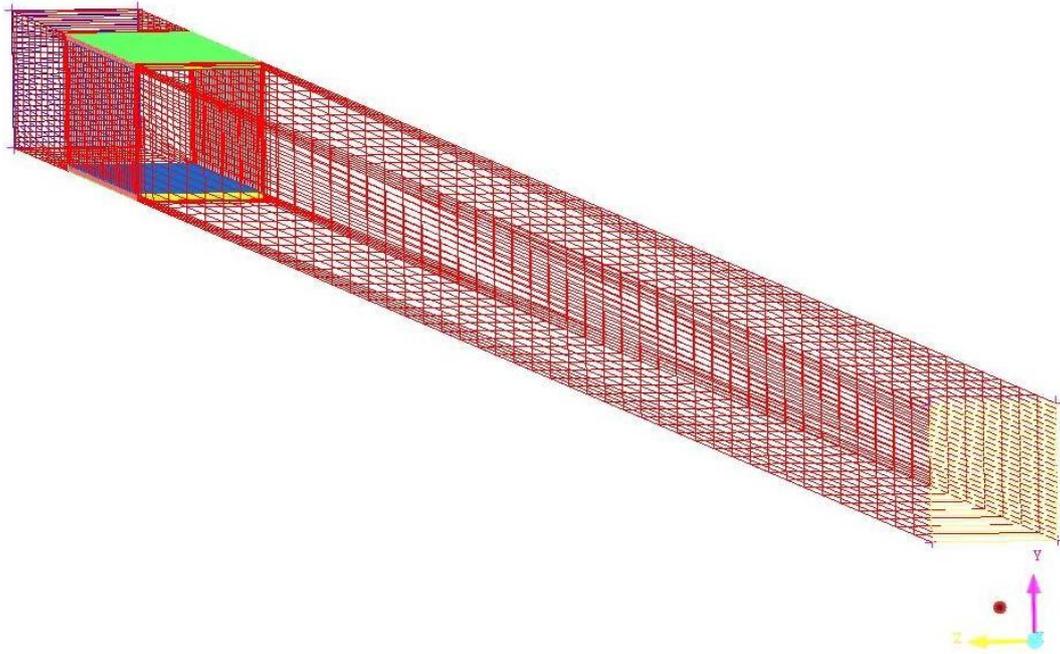


Figura 5.15: Malha CFD.

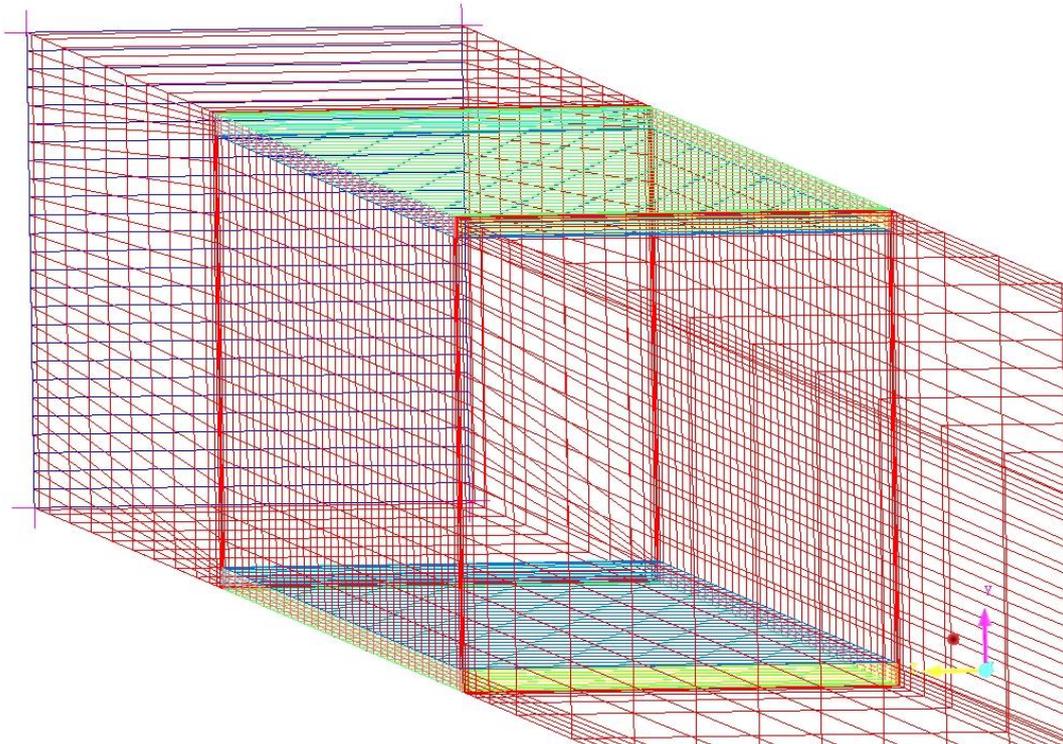


Figura 5.16: Detalhe do refino da malha.

peratura no *stack* começa a se desenvolver, a onda de pressão deixa de ter característica de onda estacionária pois a frequência de ressonância muda e a excitação não.

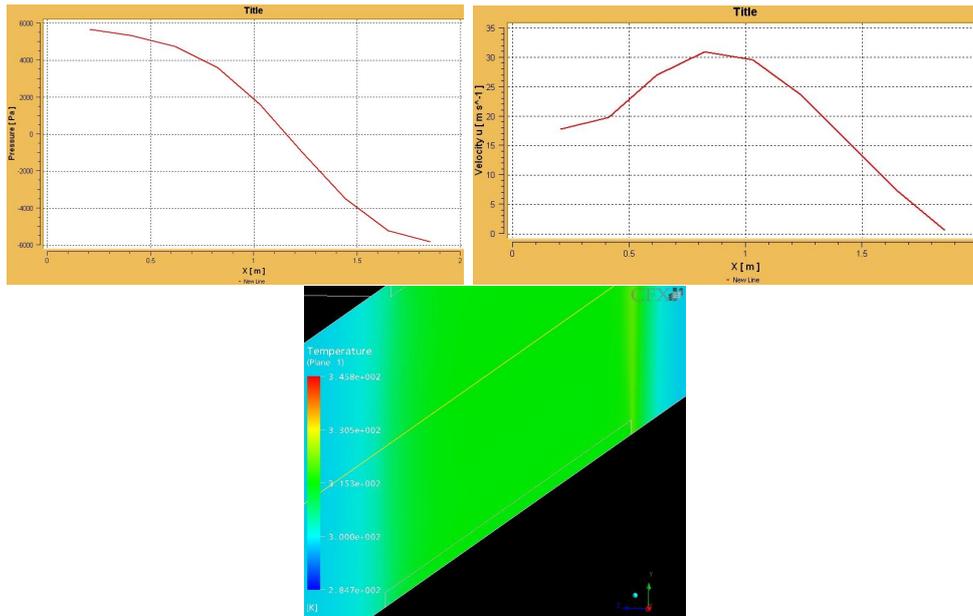


Figura 5.17: Pressão e velocidade ao longo do ressonador e temperatura no stack no tempo de 0,22s.

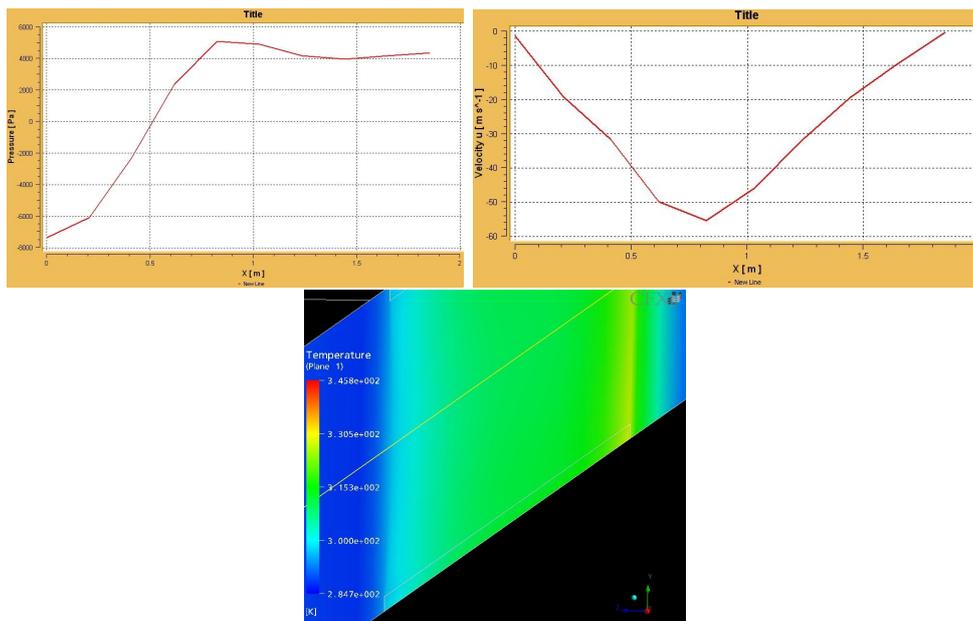


Figura 5.18: Pressão e velocidade ao longo do ressonador e temperatura no stack no tempo de 0,68s.

Porém, os *softwares* CFD trabalham com o equacionamento mais completo que o *softwares* DeltaE. Devido ao tempo necessário a ser dedicado para que o modelo CFD fosse completo, e também, como mostrou Tijani [1], devido ao fato de que o DeltaE já fornece resultado muito próximos aos experimentais com um tempo

computacional muito menor, o modelo CFD não foi melhor desenvolvido.

5.3 Experimentos

Uma vez montado o protótipo e realizadas as primeiras operações, percebeu-se que o gás hélio é extremamente difícil de ser confinado sem vazamentos, por ser um gás muito leve e ter um tamanho de molécula muito pequeno. Mesmo com dois *o'ring*s por flange e colas ainda ocorriam vazamentos freqüentes no protótipo. Os vazamentos ocorriam não só pelas flanges, como também pelos alojadores dos transdutores de pressão e conexões. Este problema torna-se ainda maior quando termopares são inseridos no sistema.

As temperaturas dos trocadores quente e frio foram medidas no interior dos canais de passagem de líquido⁴. Para o cabo do acelerômetro foi soldado na carcaça de alumínio do atuador um passador.

Um outro problema encontrado foi a durabilidade do atuador. Quando o deslocamento de 1,4mm era ultrapassado, o atuador funcionava por apenas mais alguns minutos antes de alguma peça apresentar defeito. Na maioria das vezes, surgiam trincas de fadiga na membrana de alumínio que está em contato com o gás do ressonador e a onda de pressão perdia sua característica ressonante.

Antes das medições, vácuo era feito no sistema. O vácuo de 4mbar era muito estável, independente da presença de termopares. Quando hélio era injetado no sistema, a pressão estática desejada era mantida aproximadamente constante injetando mais gás no sistema ao longo do período de teste.

Com as quebras do atuador, foi desenvolvido um novo suporte para a membrana, porém esse suporte baixou a ressonância do sistema para aproximadamente 275Hz, por possuir maior massa.

Devido ao grande diâmetro e à baixa potência fornecida pelo atuador, que trabalha fora de ressonância, a pressão dinâmica alcançada com o protótipo foi de apenas 3.3kPa (164dB) como visto na Fig. 5.19, conseguindo assim apenas 22°C de temperatura fria com um ΔT de 12°C em relação à T_h e 4°C em relação à temperatura ambiente. Com a membrana colada no atuador, na primeira medição do sistema, foi atingido $T_c = 17^\circ\text{C}$ com um $\Delta T = 19^\circ\text{C}$ em relação à T_h e 9°C em relação à temperatura ambiente, porém esses dados não foram gravados.

A velocidade máxima obtida com o atuador foi de aproximadamente 160mm/s, valor pico a pico, como visto na Fig. 5.20, que representa um deslocamento máximo de 0,1mm pico a pico na membrana.

⁴ Esses canais também tiveram de ser re-soldados algumas vezes por razão de vazamentos.

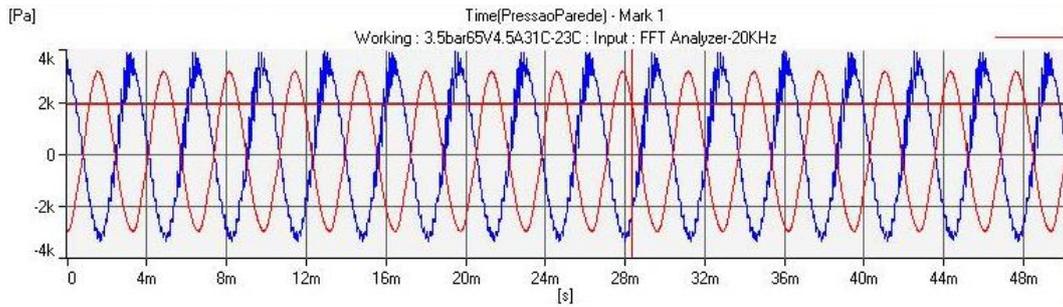


Figura 5.19: p_1 no atuador (azul) e no final do ressonador (vermelho).

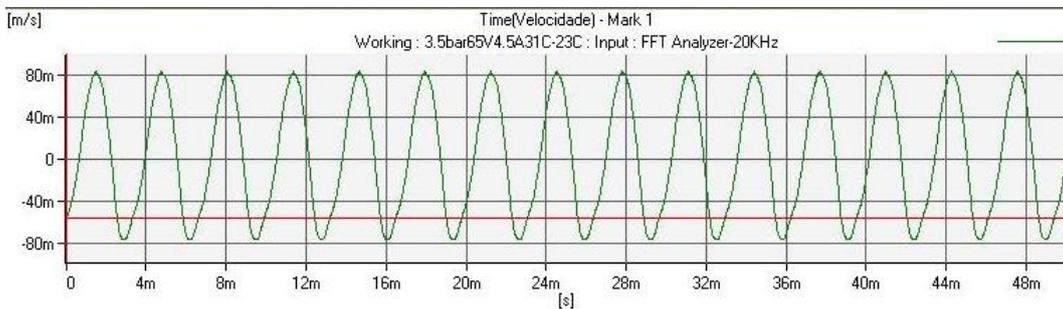


Figura 5.20: Velocidade na membrana do alto-falante.

O gráfico da Fig. 5.21 mostra a fase entre a p_1 no atuador e a aceleração da membrana. Para a frequência de funcionamento, 312Hz, a fase está oscilando próxima de zero, portanto a onda é uma onda ressonante. A FFT utilizada foi de até 800Hz com 6400 linhas espectrais, para se obter uma boa resolução espectral. Já no gráfico da Fig. 5.20 o analisador FFT utilizado foi até 20kHz, para se obter uma boa resolução dos sinais no tempo.

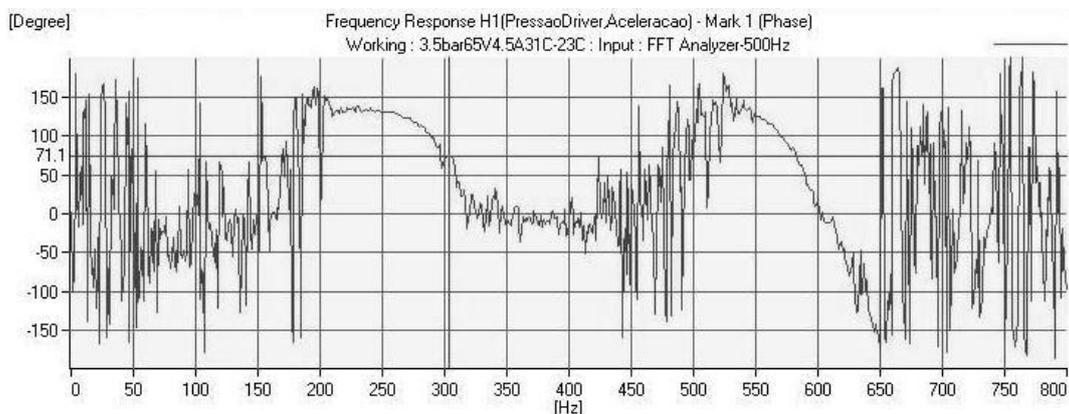


Figura 5.21: Fase entre pressão e aceleração no atuador.

A Fig. 5.22 mostra as temperaturas dos trocadores quente e frio e a ambiente na medição de capacidade.

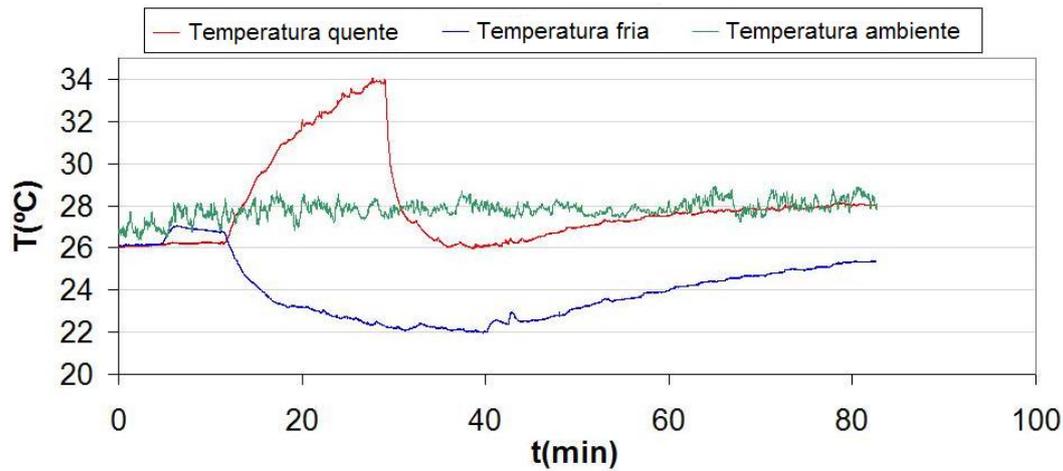


Figura 5.22: Temperaturas nos trocadores - Medição da capacidade do SW.

Aos 5min foram ligadas as resistências do trocador frio, que servem para medir a capacidade, para testar os termopares. Aos 12min o sistema foi ligado e aos 30min foram ligadas a circulação de água no trocador quente e a resistência no trocador frio, porém com uma potência baixa de 4W. Aos 40min a potência da resistência foi aumentada para 8W enquanto a temperatura do trocador quente era regulada para atingir a temperatura ambiente.

Segundo simulações no DeltaE, a capacidade de refrigeração para os dados experimentais de pressão e temperaturas fica em torno de 8,7W, e com a resistência elétrica foi medido 8W de capacidade, porém sem ainda atingir o regime permanente, o que causaria uma variação nos resultados da simulação, já que as temperaturas não seriam as mesmas.

Abaixo, um arquivo que mostra os resultados da simulação e os parâmetros utilizados com condições de contorno.

```

->rs.dat
!Created@18:26:30 24-Jul-06 with DeltaE Vers. 5.3b5 for the IBM/PC-Compatible
-= Alisson =-
frequency=      312.846Hz      mean pressure=      3.500E+05Pa

      Tm (K)      Re & Im p1 (Pa)      Re & Im U1 (m3/s)      Hdot (W)      Edot (W)
      301.9      3300.0      0.0      0.00463  0.00000      7.63      7.63
!----- 1 -----
ENDCAP driver end 1
Heat extracted: 2.184E-02 Watts
      301.9      3300.0      0.0      0.00461  0.00000      7.61      7.61
!----- 2 -----
ISODUCT room temp duct 2
Duct wavvec =( 1.93 , -4.759E-03) m^-1
Heat extracted: 6.655E-02 Watts
      301.9      3231.3      -34.3      0.00448 -0.01807      7.54      7.54
!----- 3 -----
TX tube-in-shell room temp heat exchanger 3
Heat exch wavvec =( 2.13 , -0.222 ) m^-1
Heat = -15.350 (W) metal temp= 301.000 Kelvin
      301.9      3207.6      -36.9      0.00437 -0.01925      -7.81      7.36
!----- 4 -----
STKSLAB Stack 4
      298.3      2692.2      43.1      0.00141 -0.04191      -7.81      1.00
!----- 5 -----
TX Cold heat exchanger 5
Heat exch wavvec =( 2.14 , -0.221 ) m^-1
Heat = 8.658 (W) metal temp= 298.500 Kelvin
      298.3      2660.5      46.0      0.00138 -0.04250      0.85      0.85
!----- 6 -----
ISODUCT Cold Duct 6
Duct wavvec =( 1.94 , -4.739E-03) m^-1
Heat extracted: 0.834 Watts
      298.3      -3096.7      -65.5      -0.00001  0.00000      0.02      0.02
!----- 7 -----
ENDCAP Ressonator end 7
Heat extracted: 1.904E-02 Watts
      298.3      -3096.7      -65.5      0.00000  0.00000      0.00      0.00
!----- 8 -----
HARDEND 8
inverse impedance (rho a U/p A)=( -4.247E-10, -7.245E-11)
      298.3      -3096.7      -65.5      0.00000  0.00000      0.00      0.00

```

Figura 5.23: Exemplo de resultado do DeltaE.

Capítulo 6

Conclusão

O fenômeno termoacústico ainda não é explorado comercialmente em larga escala, somente como aplicações customizadas, como por exemplo o TADOPTR. Com este trabalho, a tecnologia termoacústica pode ser comparada com as tecnologias de refrigeração doméstica produzidos em larga escala.

Devido a sua eficiência ser menor que as alternativas atuais de refrigeração doméstica, a tecnologia ainda não é competitiva. Porém, se tecnologia for aperfeiçoada, o fato de o termoacústico utilizar gases inertes o transformará em uma alternativa muito competitiva, pois as regulamentações com relação ao gases que favorecem o aquecimento global, como os gases refrigerantes utilizados pela indústria de refrigeração, estão cada vez mais rigorosas.

As variáveis mais importantes na performance de um termoacústico são o espaçamento entre as lâminas do *stack* e o atuador. Como vemos nas Fig. 5.13 e Fig. 5.14, uma controle muito preciso no espaçamento é necessário pois uma pequena variação de 0,6mm para 0,8mm elevou o *COP* do sistema de 0,4 para próximo de 0,6, ou seja, um aumento de aproximadamente 50%.

Já o atuador é um componente crítico pois toda a onda ressonante depende dele. Deve possuir uma grande potência e, também, amplitude de deslocamento, com uma boa eficiência. Acima de tudo, deve ter durabilidade e todos esses fatores fazem com que o projeto do atuador para um termoacústico por si só seja um projeto bastante complexo. Um ponto que muitos autores destacam é a boa confiabilidade do sistema termoacústico por possuir poucas partes móveis, porém um atuador para ser confiável necessita de um projeto de um mecanismo linear de alta eficiência que forneça muita força com um grande deslocamento em altas frequências. Com todos esses requisitos, problemas de confiabilidade certamente serão encontrados.

Principalmente em altas frequências, pois os componentes, durante sua vida, trabalham por mais de um Giga-ciclo.

Como apontou Tijani [1], o número de Prandtl do gás também é um fator extremamente relevante para a eficiência de um refrigerador termoacústico pois este contribui diretamente para o fluxo de energia.

O gás hélio¹ exige do sistema uma boa vedação. Portanto, quanto menos peças, junções e conexões houver, melhor.

Quanto ressonador, quanto maior ele for, mais perdas por viscosidade e também por condução de calor do ambiente para dentro do ressonador. Portanto, ressonadores de $\lambda/4$ são mais indicados. Para evitar a entrada de calor pelas paredes do ressonador, uma carcaça externa deve ser utilizada, com vácuo entre a carcaça e o ressonador. O material do ressonador também influi no tempo que o refrigerador leva para entrar em regime permanente. Com uma carcaça com vácuo externo, o ressonador pode ser feito em um material mais resistente e com uma condutividade térmica maior, reduzindo o tempo necessário para o sistema entrar em regime permanente.

A quantidade de parâmetros que devem ser otimizados no projeto de um termoacústico é muito grande, por isso uma rotina de otimização é de extrema importância para o projeto e fabricação de refrigeradores termoacústicos.

O conceito de se ter um *stack* móvel dentro do ressonador é muito interessante para se aumentar a eficiência de um refrigerador termoacústico antes de se atingir o regime permanente, pois como foi discutido anteriormente, o refrigerador sempre trabalhará no ponto de maior eficiência.

Embora o fenômeno termoacústico seja antigo, a tecnologia termoacústica ainda é pouco desenvolvida. Isso faz com que o apelo *ambientalmente correto* seja apagado pelo alto consumo de energia e baixa eficiência que os termoacústicos apresentam hoje.

Trabalhos futuros devem focar na eficiência dos refrigeradores termoacústicos, utilizando novas soluções como os ressonadores tipo *loop-tubes*² e principalmente atuadores mais eficientes. Também, ressonadores compostos de uma única peça fabricada em metal, com uma carcaça externa e vácuo entre o ressonador e a carcaça facilitam as medições, pois minimizam vazamentos e diminuem o tempo que o sistema leva para atingir o regime permanente.

¹ Melhor gás para ser utilizado em termoacústicos. Mesmo em misturas de gases, ele deve estar sempre presente devido à sua condutividade térmica. ² Termoacústicos tipo onda em propagação

Bibliografia

- [1] TIJANI, M. E. H. **Loudspeaker-driven thermo-acoustic refrigeration**. Proefschrift, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 2001. 2, 11, 15, 16, 20, 25, 34, 51, 57
- [2] STEIJAERT, P. P. **Thermodynamical aspects of pulse-tube refrigerators**. Proefschrift, Technische Universiteit Eindhoven, Eindhoven, 1999. 2
- [3] SWIFT, G. W. **Thermoacoustics: A unifying perspective for some engines and refrigerators**. Acoustical Society of America, Los Alamos, 2002. v, 2, 8, 10, 13, 29, 30
- [4] ROTT, N. **Thermoacoustics**. Advanced Applied Mechanics, Vol.20, 1980. 4
- [5] SWIFT, G. W. **Thermoacoustic engines and refrigerators**. Encyclopedia of Applied physics. 21, pg 245, 1997. 12, 26
- [6] SWIFT, G. W. **Thermoacoustic engines**. J. Acoust. Soc. Am. 84, pg 1146, 1988. 13, 27
- [7] WARD, W. C.; SWIFT, G. W. **Design environment for low-amplitude thermoacoustic engines**. J. Acoust. Soc. Am. 95, pg 3671, 1994. 15
- [8] WARD, B.; SWIFT, G. W. **Design Environment for Low-Amplitude Thermoacoustic Engines: Tutorial and User's Guide**. Version 4.0, Los Alamos, USA, 1997. 15
- [9] OLSON, J. R.; SWIFT, G. W. **Similitude in thermoacoustic**. J. Acoust. Soc. Am. 95, pg 1405, 1994. 25
- [10] LENZI, A. **Acústica avançada**. Apostila do curso de acústica avançada, UFSC, Florianópolis, 2005.

- [11] GARRET, S.; MCKELVEY, D.; BALLASTER, S. **Shipboard electronics thermoacoustic cooler**. J. Acoust. Soc. Am. 98, pg 2961, Netherlands, 2005.
- [12] NIKA, P. et al. **Miniature pulse tube for the cooling of electronic devices: functioning principles and practical modelling**. Microscale Thermophysical engineering (2004).
- [13] NIJEHOLT, J. A. L. N.; TIJANI, M. E. H.; SPOELSTRA, S. **Simulation of a traveling-wave thermoacoustic engine using computational fluid dynamics**. J. Acoust. Soc. Am. 118, pg 2265, Netherlands, 2005.
- [14] LIU, J.; GARRET, S. **Characterization of a small moving-magnet electrodynamic linear motor**. J. Acoust. Soc. Am. 118, PennState, Pennsylvania, 2005.
- [15] WORLIKAR, A. S.; KNIO, O. M. **Numerical study of oscillatory flow and heat transfer in a loaded thermoacoustic stack**. Numerical Heat Transfer , Part A, 35, pg 49, Baltimore, 1999.
- [16] SARTORI, G. A., PIMENTA, J.M.D. **Análise teórica e avaliação experimental de um refrigerador termoacústico guiada por um algoritmo de otimização**. CIAR 2005-VIII Congreso Iberoamericano de Aire Acondicionado, Calefacción y Refrigeración, Montevideo, Uruguai, 2005.
- [17] SARTORI, R. F.; PIMENTA, J. M. D. **Refrigeração Termoacústica - Estado da Arte**. MERCOFRIO 2004-IV Feira e Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, Curitiba, 2004.