Universidade de São Paulo Escola Politécnica Departamento de Engenharia Mecânica

Resfriador Termoacústico Didático

Marcelo Yoshihiro Fukumoto

São Paulo 2007

Universidade de São Paulo Escola Politécnica Departamento de Engenharia Mecânica

Resfriador Termoacústico Didático

Trabalho de formatura apresentado à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Graduação em Engenharia

Marcelo Yoshihiro Fukumoto

Orientador: Prof. Dr. Flávio Augusto Sanzovo Fiorelli

> Área de Concentração: Engenharia Mecânica.

São Paulo 2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Fukumoto, Marcelo Yoshihiro Resfriador termoacústico didático / M.Y. Fukumoto. -- São Paulo, 2007. 49 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Termoacústica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Prof. Dr. Flavio Augusto Sanzovo Fiorelli, pela sugestão do tema, atenção e apoio durante o trabalho.

Às pessoas que se interessaram pelo efeito da termoacústica e com as quais pude discutir e me aprofundar cada vez mais sobre tema.

Resumo

Este trabalho tem como objetivo o estudo, o dimensionamento e a construção de um resfriador termoacústico para fins didáticos, construtivamente o mais simples possível para um entendimento rápido e claro, e sem maiores preocupações com sua eficiência. O dispositivo tem a finalidade de demonstrar o princípio fundamental da termoacústica, que é a geração de um gradiente de temperatura num regenerador devido às ondas acústicas produzidas por um alto-falante dentro de um tubo fechado. Essas ondas, ao se deslocarem, causam a compressão e expansão do gás interno e, conseqüentemente, alteram o estado termodinâmico desse gás.

Foi adotada a configuração de um tubo com metade do comprimento de uma onda ressonante, pois é a mais fácil de ser construída e a mais simples de ser entendida, já que se utiliza de ondas acústicas estacionárias. Contudo, essa é a configuração menos eficiente para esse tipo de resfriador.

Este trabalho de formatura se baseia em estudos prévios disponíveis na literatura, que foram otimizados para reduzir o custo do equipamento. Foi projetado um sistema que seja capaz de trabalhar em diversas condições, sendo necessária apenas algumas adaptações para funcionar em outras condições. Algumas vantagens do uso deste tipo de conversão de energia é que o equipamento não possui partes móveis e não utiliza gases prejudiciais ao meio ambiente, sendo deste modo, uma alternativa à refrigeração convencional.

Abstract

The goal of this work is to study and construct a low-cost Didactic Thermoacoustic Refrigerator to be used in the laboratory classes, so its configuration has to be as simple as possible for an easy understanding, and consequently there is no concern about its performance. The device illustrates the main principle of thermoacoustics, which is the generation of a temperature gradient in a gas by means of stationary acoustic waves generated by a loudspeaker inside a closed tube. The propagation of these waves causes the compression and expansion of the gas inside the tube, changing its thermodynamic state.

A half-wavelength configuration was adopted because it is the easiest one to be constructed and the simplest to be understood. On the other hand, this is the most inefficient configuration for this kind of refrigerating device.

This work is based on other studies available in technical literature, which were optimized in order to reduce the equipment cost. It was designed a flexible system that could work in several conditions with minor modifications on the equipment. Some advantages of the thermoacoustic refrigerator are that there are no movable parts and there is no use of environmental harmful fluids. In this sense, this technology is an interesting alternative for more conventional refrigeration systems.

Sumário

Lista de Tabelas	
Lista de Figuras	
Lista de Símbolos	
1 Introdução	1
2 Revisão da Literatura	2
2.1 História	2
2.2 Fundamentos e Teorias	3
2.2.1 A Máquina Resfriadora	3
2.2.2 Princípio de Funcionamento	5
2.2.3 Acústica	7
2.2.4 Ondas Longitudinais	9
2.2.5 Leis Fundamentais da Termodinâmica aplicada à Termoacústica	14
2.2.6 Potência e Intensidade	15
3 Estudo dos Componentes	17
3.1 Tubo	17
3.1.1 Material do Tubo	17
3.1.2 Comprimento do Tubo	18
3.1.3 Fluido Utilizado	19
3.1.4 Pressão de Trabalho	21
3.2 Regenerador	21
3.2.1 Tipo de Regenerador	21
3.2.2 Material do Regenerador	22
3.2.3 Espaçamento do Regenerador	22
3.2.4 Localização e Comprimento do Regenerador	24
3.3 Algumas Considerações Sobre o COP de Resfriadores Termoacústicos	26
4 Dimensionamento do Resfriador	27
4.1 Cálculos e Primeiro Dimensionamento	28
4.2 Redimensionamento do Resfriador	29
5 Construção do Equipamento	33
5.1 Regenerador	33

5.2 Alto-Falante	35
5.3 Apoio do Alto-Falante e Isolamento Acústico	
5.4 Tubo e Caixa de Acrílico	
5.5 Configuração Final do Equipamento	40
6 Testes de funcionamento	41
6.1 Instrumentos e Metodologia de Medição	41
6.2 Resultados	42
6.3 Avaliação dos Resultados	44
6.3.1 Carga Térmica	44
6.3.2 Espaçamento do Regenerador	45
6.3.3 Disposição dos fixadores de espessura entre placas	46
6.4 Possíveis Melhorias	46
6.4.1 Um quarto de onda	46
6.4.2 Diâmetro	47
6.4.3 Geração da Potência Acústica	47
6.4.4 Fluido utilizado	47
6.4.5 Isolamento Acústico	47
7 Conclusões	48
8 Referências Bibliográficas	49

Lista de Tabelas

Tabela 3.1. Temperaturas Críticas e de Ebulição de Alguns Gases	.20
Tabela 3.2. Propriedades dos Gases a 300 K e 5 bar	.20
Tabela 4.3. Dimensionamento do Resfriador Termoacústico	.30
Tabela 4.4. Deslocamento das Partículas em Função da Posição e do Tempo	.31
Tabela 4.5. Variação de Pressão das Partículas em Função da Posição e do Tempo.	31
Tabela 4.6. Redimensionamento do Resfriador Termoacústico Utilizando Ar à	
Pressão Atmosférica como Fluido de Trabalho	.31

Lista de Figuras

Figura 2.1. Motor Termoacústico e Resfriador Termoacústico	2
Figura 2.2. Resfriador Termoacústico Simplificado	4
Figura 2.3. Comportamento de uma Partícula no Regenerador	5
Figura 2.4. Diagramas p-T e p-V do Ciclo Termoacústico	6
Figura 2.5. Comportamento de um Gás Dentro de um Cilindro Fechado com um	
Pistão Oscilando em uma das Extremidades	7
Figura 2.6. Faixa Audível de Freqüências	8
Figura 2.7. Diferenças de Pressão Criadas por Ondas Longitudinais	9
Figura 2.8. Relação de Fase das Variáveis Acústicas de uma Onda Longitudinal:	
(a) Deslocamento ξ em Função da Posição; (b) Espaçamento Entre as Partículas	
Quando Dispostas como Indicado em (a); (c) Pressão em Função da Posição	13
Figura 3.1. Coeficiente de Eficácia de um Refrigerador Termoacústico em Função	do
Comprimento Normalizado Lsn e da Posição Normalizada xn do Centro do	
Regenerador (Tijani, 2002)	25
Figura 5.1. Vista Superior do Primeiro Regenerador	33
Figura 5.2. Vista Lateral do Regenerador	34
Figura 5.3. Vista entre as placas de um regenerador solto	34
Figura 5.4. Linhas de 0,2mm passando pelo filme fotográfico	34
Figura 5.5. Alto-Falante de 4 polegadas	35
Figura 5.6. Programa Gerador de Freqüências	36
Figura 5.7. Alto-falante Acoplado a um Tubo Preenchido de Espuma	37
Figura 5.8. Vista Superior do Tubo de Acrílico	38
Figura 5.9. Vista Lateral do Resfriador	39
Figura 5.10. Configuração Final do Equipamento	40
Figura 5.11. Configuração Final do Equipamento com as pontas sensoras	
posicionadas para a Medição da Temperatura do Ar no Interior do Tubo	40
Figura 6.1. Pontas de Medição Inseridas no Tubo	41
Figura 6.2. Variação das Temperaturas do Lado Frio e Quente do Resfriador em	
Função do Tempo	44

Lista de Símbolos

A	amplitude da onda [m]
В	amplitude da onda [m]; porosidade da pilha [adimensional]
С	velocidade do som [m/s]
C_p	calor específico a pressão constante [J/kg K]
d	diâmetro [mm]
D	razão da pressão dinâmica e da pressão de equilíbrio [adimensional]
f	freqüência de vibração da onda [Hz]
Ι	intensidade acústica [W/m ²]
k	constante do gás [adimensional]
l	meia espessura da placa [m]
L	comprimento do tubo [m]
L_{sn}	comprimento normalizado do regenerador [adimensional]
М	peso molecular [kg/kmol]
M_a	número de Mach [adimensional]
р	pressão [Pa]
p_{inst}	pressão instantânea [Pa]
p_0	pressão de equilíbrio [Pa]
Pr	número de Prandtl [adimensional]
q	fluxo de calor [W]
Ż	capacidade de refrigeração [W]
R	constante do gás [kJ/kg K]
S	entropia por unidade de massa [kJ/kg K]
t	tempo [s]
T	temmenetum [°C av V], nemie de de escileção [a]

T temperatura [°C ou K]; período de oscilação [s]

- *u* velocidade da partícula [m/s]
- *V* volume [m³]
- \dot{W} potência acústica [W]
- *x* coordenada de equilíbrio da partícula [m]
- x_n posição do centro normalizado [adimensional]
- *y_o* espaçamento entre as placas do regenerador [m]
- δ_{κ} profundidade de penetração térmica [m]
- $\delta_{\kappa n}$ profundidade de penetração térmica normalizada [adimensional]
- δ_v profundidade de penetração viscosa [m]
- ΔT_{mn} diferença de temperatura normalizada [adimensional]
- κ condutividade térmica [W/m.K]
- λ comprimento de onda [m]
- Λ parâmetro da Eq. (4.3)
- μ viscosidade [10⁻⁷.Ns/m²]
- ξ deslocamento da partícula em relação à posição inicial de equilíbrio ao longo do eixo x [m]
- ρ massa específica [kg/m³]
- ρ_0 massa específica média [kg/m³]
- ω freqüência [rad/s]

1 INTRODUÇÃO

A necessidade de geração de frio para manter um determinado processo em temperaturas adequadas vem aumentando a cada dia. Conforto térmico, conservação de alimentos e processos industriais são os maiores exemplos de aplicações desse tipo. Atualmente para que esses processos ocorram são utilizados, na maior parte dos casos, sistemas de refrigeração baseados no ciclo por compressão de vapor.

Em função de questões ambientais, os fluidos normalmente utilizados nesse tipo de ciclo estão sendo banidos ou tendo seu uso controlado, o que tem levado a pesquisas com novos fluidos e com outras tecnologias de refrigeração. Uma dessas tecnologias é o resfriamento através de ondas acústicas estacionárias, que é o tema deste trabalho.

Este trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de um estudo preliminar sobre os princípios físicos da refrigeração termoacústica, com o intuito de dimensionar e construir um resfriador termoacústico para fins didáticos, a ser utilizado nas disciplinas de graduação da área de Energia e Fluidos da EPUSP. O dispositivo demonstra o princípio fundamental da termoacústica, que é a geração de um gradiente de temperatura num regenerador devido às ondas acústicas produzidas por um alto-falante dentro de um tubo fechado.

Em função de ser um estudo preliminar e com finalidade didática, procurou-se manter o dispositivo o mais simples possível em termos construtivos, a fim de permitir um entendimento rápido e claro do fenômeno, e não houve maiores preocupações com a eficiência do equipamento. Deste modo, foi adotada a configuração de um tubo com metade do comprimento de uma onda. Contudo, essa é a configuração menos eficiente para esse tipo de resfriador.

Este trabalho se baseia em estudos prévios disponíveis na literatura, que foram otimizados com a finalidade de reduzir o custo do equipamento. Foi projetado um sistema capaz de trabalhar em diversas condições, sendo necessário apenas algumas adaptações. Algumas vantagens do uso deste tipo de conversão de energia é que o equipamento não possui partes móveis e não utiliza gases prejudiciais ao meio ambiente, sendo deste modo, uma alternativa à refrigeração convencional.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 História

As máquinas termoacústicas baseiam-se em dois princípios básicos. O primeiro deles é a de que um grande gradiente de temperatura dentro de um tubo pode gerar uma onda acústica no interior desse tubo, e o segundo é o de que uma onda acústica pode gerar um gradiente de temperatura.

Esses dois princípios de conversão de energia são inversos. O primeiro deles, de que num tubo frio existe a emissão de um som após um pulso de ar quente ser produzido no interior do mesmo já é conhecido a algum tempo, permitindo identificar um sistema capaz de converter calor em potência acústica. Esse "motor" (Fig. 2.1), que faz a conversão térmica (calor) para acústica (trabalho), foi estudado experimentalmente por Sondhauss em 1850 e explicado qualitativamente por Lord Rayleigh em 1894, que estudou a fundo a oscilação dos gases, dando um grande passo ao estudo da termoacústica (cf. Swift, 2004).



Figura 2.1. Motor Termoacústico e Resfriador Termoacústico

Rott, na década de 80 do século passado, conseguiu explicar com fundamentos teóricos a oscilação acústica de um gás entre placas adjacentes do sólido com gradiente de temperatura axial, espaçadas de uma distância da ordem da profundidade de penetração térmica do gás. Este problema havia sido investigado por

Rayleigh e Kirchhoff anteriormente, mas sem resultados conclusivos, de acordo com Swift (2004).

Em 1988, Hofler construiu um refrigerador termoacústico de ondas estacionárias e comprovou que a aproximação de Rott era adequada. Nessa mesma época, Swift desenvolveu extensos estudos sobre a teoria da acústica envolvida. Diversos estudos posteriores estão aprimorando esta área da termoacústica e dando início a uma série de novas pesquisas nesse ramo.

2.2 Fundamentos e Teorias

Existem 3 tipos comuns de mecanismos de resfriamento. O primeiro, e mais convencional, é o uso do ciclo de compressão a vapor, onde há um compressor que eleva a pressão do vapor a ser condensado a uma alta temperatura e que no estado líquido passa por uma válvula de expansão que diminui sua pressão, podendo, assim, ser evaporado a uma baixa temperatura. Já, o segundo mecanismo é o da absorção, onde o efeito de refrigeração é obtido através da inserção de energia térmica no sistema. O terceiro é o sistema de expansão dos gases que consiste em utilizar a compressibilidade dos gases para se obter um diferencial de temperatura.

É nesse terceiro caso que se encontra o resfriamento por efeito termoacústico, onde ocorre um processo de troca de calor devido à expansão e compressão de um gás provocada por ondas sonoras de alta amplitude e baixa freqüência.

2.2.1 A Máquina Resfriadora

A Fig. 2.2 apresenta um modelo simplificado do resfriador termoacústico, que será construído neste trabalho. Os componentes básicos são um tubo ressonante, um alto-falante e de um trocador de calor. O alto-falante produz uma onda sonora, que gera uma onda de pressão no tubo ressonante. Numa região do tubo onde existe uma diferença de pressão é colocado um regenerador, onde haverá a troca de calor.



Figura 2.2. Resfriador Termoacústico Simplificado.

As máquinas termoacústicas utilizam-se de ondas sonoras com altas amplitudes para criar diferenças de pressão, temperatura e deslocamento dos gases, que são princípios utilizados nas bombas de calor. Os modelos mais simples trabalham com ondas estacionárias.

Apesar dessa oscilação de temperatura ser muito pequena, pesquisas recentes têm mostrado que o efeito da termoacústica pode ser útil para a construção de poderosas e eficientes máquinas térmicas, incluindo bombas de calor e refrigeradores, mas isto para outros tipos de configurações mais complexas.

Modelos com maior complexidade já estão em desenvolvimento. Engenheiros da Universidade Penn State desenvolveram em 2004 um refrigerador termoacústico com capacidade de refrigerar sorvetes. Para o conhecimento de modelos mais eficientes, pode-se verificar os trabalhos de Backhaus e Swift (2000), que utilizam ondas em propagação, e de Gardner e Swift (2003), que utiliza um sistema denominado "cascata" que é a combinação de ondas estacionárias com as de propagação.

Uma das vantagens deste tipo de máquina é não possuir partes móveis como nos compressores, o que minimiza o custo de manutenção. Algumas máquinas mais complexas possuem uma única parte oscilante, que é o diafragma do alto-falante, mas que não precisa de lubrificação nem vedação. Assim, o resfriador termoacústico é mais simples, confiável e de menor custo em relação aos tradicionais sistemas de resfriamento a vapor. Além disso, não utiliza fluidos que afetam o meio-ambiente, uma vez que os gases utilizados normalmente são o próprio ar atmosférico ou gases inertes como hélio ou nitrogênio.

2.2.2 Princípio de Funcionamento

No resfriador, a maior parte da variação de temperatura provém da compressão e expansão do gás, e o restante é conseqüência da transferência de calor entre o gás e o regenerador.

A mudança de pressão e volume específico do gás se deve ao fato das ondas geradas pelo alto-falante, dentro do tubo fechado, possuírem o comportamento de ondas estacionárias. Deste modo, as partículas de gás se movimentam num determinado espaço. Por ser um sistema fechado há conservação de massa e este deslocamento provoca mudança de pressão e, conseqüentemente, de temperatura.

No regenerador, as partículas se comportam da seguinte maneira:



Figura 2.3. Comportamento de uma Partícula no Regenerador

- a partícula, devido ao trabalho fornecido pelo alto-falante, se desloca para direita em um processo de compressão quase adiabática, aumentando sua temperatura;
- a seguir ocorre um processo de transferência térmica da partícula para a placa, uma vez que a partícula do gás possui uma temperatura superior à da placa;

- a partícula faz o caminho inverso, por causa do movimento oscilatório do gás, e passa por um processo de expansão quase adiabática que reduz sua temperatura;
- finalmente, como a partícula tem agora uma temperatura inferior à da placa, ocorre uma transferência de calor dessa para a partícula, que retorna ao seu estado inicial, fechando-se, com isso, o ciclo termoacústico.

A Fig. 2.4 mostra os diagramas p-T e p-v do ciclo termoacústico. A área sob a curva p-v representa o trabalho para o processo, que não é função apenas dos estados iniciais e finais, mas depende do caminho percorrido ao se ir de um estado a outro.



Figura 2.4. Diagramas p-T e p-V do Ciclo Termoacústico

Os princípios básicos da termoacústica podem ser encontrados no trabalho de Swift (1988). Utilizando inicialmente um exemplo simples, onde só há uma placa sólida alinhada paralelamente a uma onda estacionaria, o autor mostra que a onda estacionária é modificada devido à presença da placa, e que isso resulta em dois efeitos:

- Uma troca de calor constante próximo à superfície da placa na direção da vibração acústica;
- (ii) A absorção da energia acústica perto da superfície da placa.

A Fig. 2.5 mostra de forma simplificada o comportamento da pressão e da velocidade do gás ao longo de um cilindro fechado com um pistão oscilando em uma das extremidades. Esta configuração é muito parecida com a do alto-falante, que produz as ondas de pressão, entrando em regime permanente com um estado de onda estacionária. Neste caso a pressão atinge o máximo nas extremidades do tubo, enquanto que o pico da velocidade é verificado no meio do mesmo.



Figura 2.5. Comportamento de um Gás Dentro de um Cilindro Fechado com um Pistão Oscilando em uma das Extremidades

2.2.3 Acústica

Para o estudo da termoacústica, é fundamental saber os princípios básicos da acústica, que serão apresentados nos próximos itens.

8

2.2.3.1 Equação Fundamental da Ondulatória

A freqüência de uma onda sonora é dada pela razão entre a velocidade de propagação da onda (velocidade do som) e o seu comprimento:

$$f = \frac{c}{\lambda} \tag{2.1}$$

Vale lembrar que a freqüência de uma onda é o inverso de seu período de oscilação, ou seja:

$$f = \frac{1}{T} \tag{2.2}$$

2.2.3.2 Configuração da Onda

Sabe-se que ondas sonoras audíveis para o ser humano estão compreendidas na faixa entre 20 e 20000 Hz. Abaixo deste intervalo as ondas são consideradas infrasônicas e as acima são as ultra-sônicas. As ondas de baixas freqüências são consideradas graves enquanto que as de alta são agudas.



Figura 2.6. Faixa Audível de Freqüências

2.2.4 Ondas Longitudinais

O som é um fenômeno vibratório resultante de variações da pressão no ar. Um alto-falante é um dispositivo utilizado para gerar ondas sonoras, que são consideradas longitudinais, ou seja, se deslocam principalmente na direção da propagação, ao contrário da onda transversal, que possui um deslocamento perpendicular a de propagação.

A propagação de uma onda gera regiões de compressão e rarefação no ar (ou outro meio fluido no qual a onda se propaga), criando diferenças de pressão na direção de propagação, como mostrado na Fig. 2.7:



Figura 2.7. Diferenças de Pressão Criadas por Ondas Longitudinais

Para a modelagem da onda longitudinal, tomemos uma partícula de gás, inicialmente em equilíbrio na coordenada x. As partículas são assumidas como sendo homogêneas, isotrópicas, perfeitamente elásticas, sem forças dissipativas e adiabáticas. Quando uma onda se move ao longo do eixo x, as partículas do fluido são deslocadas de suas posições iniciais com uma velocidade u, dada por:

$$u = \partial \xi / \partial t \tag{2.3}$$

Nessa equação, ξ representa o deslocamento da partícula em relação à posição inicial ao longo do eixo *x*. A partir da Eq. (2.3), e aplicando a segunda lei de Newton:

$$F = m.a \tag{2.4}$$

é possível escrever que:

$$\Delta p.(\acute{a}rea) = -\left[\rho_0(\acute{a}rea)u\Delta t\right]\frac{\Delta u}{\Delta t}$$
(2.5)

onde ρ_0 é a massa específica do fluido na condição inicial e Δp é a variação da pressão em relação ao valor não perturbado p_0 no ponto x e no instante t, conhecida por pressão dinâmica, e é definida por:

$$\Delta p = p_{inst} - p_0 \tag{2.6}$$

Na Eq. (2.6), p_{inst} é a pressão instantânea a qualquer ponto e p_0 é a pressão de equilíbrio constante. Simplificando a Eq. (2.5),

$$\rho_0 u^2 = \frac{-\Delta p}{\Delta u/u} \tag{2.7}$$

Sabe-se que se uma camada do fluido, à pressão p_0 , tem uma espessura Δx e uma determinada área de seção, o seu volume é dado por $V = (área) \Delta x$. Quando a pressão varia, o seu volume variará de $\Delta V = (área) \Delta \xi$, onde $\Delta \xi$ representa a variação na espessura da camada durante uma compressão ou rarefação. Assim:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{(\acute{a}rea)\,\Delta\,\xi}{(\acute{a}rea)\,\Delta\,x} = \frac{(\acute{a}rea)\,\Delta\,u\Delta\,t}{(\acute{a}rea)\,u\Delta\,t} = \frac{\Delta\,u}{u}$$
(2.8)

Lembrando-se que u = c, onde c é a velocidade do som, obtêm-se as seguintes equações:

$$p = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \xi}{\partial x}$$
(2.9)

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_0 \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}$$
(2.10)

A partir das Eqs. (2.9) e (2.10) obtêm-se as duas equações particulares da onda acústica plana em termos do deslocamento ou da pressão apenas:

$$\frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2}$$
(2.11)

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}$$
(2.12)

Examinando a Eq. (2.11), verifica-se que a função $\xi(x,t) = \operatorname{sen}(x - ct)$ satisfaz a equação, e assim, na forma complexa, a solução geral da Eq. (2.11) é dada por:

$$\xi = Ae^{j(\omega t - kx)} + Be^{j(\omega t + kx)}$$
(2.13)

onde o primeiro termo corresponde a uma onda plana com amplitude de deslocamento A, freqüência ω e constante de comprimento de onda k se deslocando para a direção positiva de x com velocidade c, e que o segundo termo uma onda com mesma freqüência e comprimento de onda, e amplitude B, porém se deslocando no sentido negativo de x. Em outras palavras, tem-se que:

$$\xi_{+} = A e^{j\left(0 t - kx\right)} \tag{2.14a}$$

$$\xi_{+} = Ae^{j(\omega t + kx)}$$
 (2.14a)
 $\xi_{-} = Be^{j(\omega t + kx)}$ (2.14b)

A partir dessas expressões, pode-se obter:

$$p = -\rho_0 c^2 \frac{\partial \xi}{\partial x} = j\rho_0 c\omega \left(\xi_+ - \xi_-\right)$$
(2.15)

$$u = \frac{\partial \xi}{\partial t} = j\omega \left(\xi_{+} - \xi_{-}\right)$$
(2.16)

Sendo A e B constantes de amplitude, das Eqs. (2.13), (2.17) e (2.18) tem-se:

$$\xi = A \operatorname{sen}(kx - \omega t) + B \operatorname{sen}(kx + \omega t)$$
(2.17)

$$p = \rho_0 c \omega A \cos(kx - \omega t) + \rho_0 c \omega B \cos(kx + \omega t)$$
(2.18)

$$u = -\omega A \cos(kx - \omega t) + \omega B \cos(kx + \omega t)$$
(2.19)

onde

$$c = \frac{\omega}{k} = \lambda f = \frac{\lambda \omega}{2\pi}$$
(2.20)

logo,

$$k = \frac{2\pi}{\lambda} \tag{2.21}$$

A partir das Eqs. (2.17), (2.18) e (2.19), é mostrado na Fig. (2.8) o comportamento do sistema para uma melhor compreensão do mesmo. Dessa figura pode-se concluir que a pressão está defasada de 90° em relação ao deslocamento, como esperado.



Figura 2.8. Relação de Fase das Variáveis Acústicas de uma Onda Longitudinal:
(a) Deslocamento ξ em Função da Posição; (b) Espaçamento Entre as Partículas Quando Dispostas como Indicado em (a); (c) Pressão em Função da Posição.

Na ausência da placa regeneradora, a onda sonora é adiabática e a oscilação da temperatura está relacionada à pressão *p*:

$$T = \left(\frac{\partial T}{\partial p}\right)_{s} p = -\frac{1}{\rho_{0}^{2}} \left(\frac{\partial \rho}{\partial s}\right)_{\rho} p = -\frac{1}{\rho_{0}^{2}} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T}\right)_{p} \left(\frac{\partial T}{\partial s}\right)_{\rho} p \qquad (2.22)$$

onde s é a entropia por unidade de massa.

2.2.5 Leis Fundamentais da Termodinâmica aplicada à Termoacústica

2.2.5.1 Equação de Estado

Considerando o fluido de trabalho como sendo um gás perfeito, tem-se:

$$p = \rho RT \tag{2.23}$$

onde

$$R = c_p - c_v \tag{2.24}$$

$$k = c_p / c_v \tag{2.25}$$

2.2.5.2 Velocidade do Som

A velocidade do som em fluido é dada por:

$$c = \sqrt{kRT} \tag{2.26}$$

2.2.5.3 Conservação da Massa, Quantidade de Movimento e Energia

Considerando o gás no interior do tubo como o sistema a ser analisado, tem-se que

- conservação da massa:

$$\frac{d}{dt} \int_{V} p dV = \frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla .c = 0$$
(2.27)

- conservação da quantidade de movimento:

$$kM_a^2 \rho \, \frac{Dc}{Dt} = -\nabla \, p + \frac{kM_a^2}{\mathrm{Re}} \nabla \, .\tau \tag{2.28}$$

- conservação da energia:

$$\rho \frac{DT}{Dt} - \frac{k-1}{k} \frac{Dp}{Dt} = -\frac{1}{\operatorname{Re}\operatorname{Pr}} \nabla \cdot q + \frac{(k-1)M_a^2}{\operatorname{Re}} \theta$$
(2.29)

onde *c* é o vetor velocidade do som, $D/Dt = \partial/\partial t + u.\nabla$, τ é o tensor de tensão de cisalhamento, *q* é o vetor do fluxo de calor e θ é a função de dissipação devido à viscosidade e M_a é o número de Mach, que neste caso é igual ao valor unitário.

2.2.6 Potência e Intensidade

A potência é definida como o produto da velocidade pela força, ou seja:

$$\dot{W} = c\Delta p(\dot{a}rea) = A^2 B\omega k \cos^2(\omega t)(\dot{a}rea)$$
(2.35)

Logo, a potência média é:

$$\dot{W}_0 = \frac{1}{2} A^2 \omega^2 \rho c (\dot{a}rea)$$
 (2.36)

Sendo a intensidade definida como a é a potência por unidade de área, tem-se que:

$$I = \frac{1}{2} A^2 \omega^2 \rho c$$
 (2.37)

3 ESTUDO DOS COMPONENTES

Para o dimensionamento e definição do equipamento, foi feito um breve estudo de cada componente utilizado, sendo necessário discutir o principal objetivo de cada um. A seguir, será feita uma breve análise do tubo, do fluido e do regenerador.

3.1 Tubo

Tem como função armazenar o fluido não podendo possuir vazamentos e deve permitir que a onda tenha comportamento estacionário, que seja um tubo ressonante.

Para o desenvolvimento de um resfriador termoacústico podem ser utilizados dois tipos de configuração para as ondas estacionárias: "meia-onda" e "um-quarto de onda". Na configuração de "meia-onda" trabalha-se com uma freqüência de onda tal que resulte em um comprimento de onda aproximadamente duas vezes maior do valor do comprimento do tubo, enquanto que na configuração de "um-quarto" esse comprimento é de cerca de 4*L*.

O resfriador "um-quarto de onda" é considerado mais eficiente pois essa configuração resulta em menores perdas viscosas devido à oscilação do gás. É importante destacar que a freqüência real não é constante ao longo de todo o tubo devido à variação de temperatura, mas para os cálculos ela será considerada constante. Nesse trabalho, em função de sua finalidade didática, optou-se pela configuração de "meia-onda" pois é a mais fácil de ser construída e a mais simples de ser entendida.

3.1.1 Material do Tubo

Por ser um equipamento didático, é necessário um material transparente para que seja possível visualizar os componentes internos, e ter uma resistência mecânica adequada à faixa de pressões que se pretende utilizar (até cerca de 5 bar). O acrílico,

por atender ao requisito de transparência e por ter uma resistência mecânica superior à do vidro não tratado foi o material escolhido.

3.1.2 Comprimento do Tubo

O comprimento do tubo é dependente da freqüência a ser utilizada no equipamento. Como é desejável uma alta amplitude, serão necessárias ondas sonoras de baixa freqüência. Uma onda de alta freqüência de ressonância requer uma taxa de transferência de calor mais rápida, trazendo conseqüências na complexidade e no custo do trocador de calor. Assim, freqüências acima de 2000 Hz estão descartadas neste projeto.

Será adotado neste trabalho um comprimento de tubo igual à metade do comprimento de onda, ou seja:

$$L = \frac{\lambda}{2} \tag{3.1}$$

A partir das Eqs. (2.1) e (2.6) pode-se verificar que:

$$c = \sqrt{kRT} = \lambda f \tag{3.2}$$

e que, portanto:

$$f = \frac{\sqrt{kRT}}{\lambda} = \frac{\sqrt{kRT}}{2L}$$
(3.3)

A Eq. (3.3) estabelece uma relação entre o comprimento do tubo e a freqüência da onda longitudinal em função das propriedades do gás utilizado. Por exemplo,

considerando um tubo com comprimento de 500 mm preenchido com ar a 27°C, a qualquer pressão, tem-se uma freqüência de onda da ordem de 340 Hz. Se o tubo for preenchido com hélio na mesma temperatura, a freqüência aumenta para 1019 Hz.

Devido à variação de pressão com o deslocamento, a temperatura das partículas varia. Assim, como a freqüência é função da temperatura, esta também irá mudar o que pode trazer algumas imprecisões nos cálculos.

3.1.3 Fluido Utilizado

O fluido a ser utilizado no resfriador termoacústico deve permanecer no estado gasoso na faixa de temperaturas de operação do equipamento, ou seja, deve apresentar valores de temperaturas críticas e de ebulição adequadas. É desejável também que o fluido não seja inflamável nem tóxico, tenha baixa viscosidade cinemática e uma alta condutividade térmica, a fim de reduzir as perdas viscosas e propiciar uma boa taxa de transferência de calor para o regenerador, que é o elemento que deve armazenar o calor/frio produzido (e não o fluido de trabalho).

As Tabelas 3.1 e 3.2 apresentam as temperaturas críticas e de ebulição para alguns fluidos, e as propriedades de alguns gases que podem ser utilizados como fluido de trabalho em um resfriador termoacústico. A partir dessas tabelas pode-se verificar que o hélio é o gás mais apropriado para esse tipo de aplicação, já que não é inflamável (como o hidrogênio, por exemplo), e por ser um gás nobre não se combina facilmente com outros elementos químicos. Além disso, possui uma alta condutividade térmica, assim como moléculas de tamanho pequeno. Por fim, sendo um gás inerte não causa danos ao meio-ambiente e tem um baixo custo.

É possível também se trabalhar com uma mistura de gases nobres, porém normalmente com um custo adicional já que o gás nobre mais abundante é o hélio. De acordo com Hofler (1988), sistemas que utilizam misturas como hélio-argônio e hélio-xenônio que aumentam a eficiência do sistema, mas com um custo elevado.

Uma outra opção ainda mais barata que o hélio e outros gases nobres é a utilização de ar atmosférico como fluido de trabalho. Contudo, a principal

Elemento	$T_{crítica}$ (°C)	$T_{ebulição}$ (°C)
R-12	112,0	-29,8
R-22	96,0	-40,8
C_2H_4	9,5	-103,7
CH_4	-82,6	-161,5
N_2	-147,0	-196,0
O_2	-118,6	-183,0
H_2	-240,0	-253,0
He	-267,9	-269,0

Tabela 3.1. Temperaturas Críticas e de Ebulição de Alguns Gases

desvantagem nesse caso é a capacidade de resfriamento menor que aquela obtida

com o hélio.

Tabela 3.2. Propriedades dos Gases a 300 K e 5 bar

Gás	c_p/c_v	<i>M</i> kg/kmol	<i>R</i> kJ/kg K	P kg/m³	c m/s	к W/mK	c_p J/kgK	μ 10 ⁷ Ns/m ²
Ar	1,4	30,0	0,2774	6,008	341,3	0,026	1007,0	184,6
H_{2}	1,409	2,0	4,1243	0,404	1320,3	0,183	14310,0	89,6
$\rm CO_2$	1,289	44,0	0,1889	8,822	270,3	0,017	851,0	149,0
СО	1,4	28,0	0,2968	5,615	353,1	0,025	1043,0	175,0
He	1,667	4,0	2,0771	0,802	1019,2	0,152	5193,0	199,0
N_2	1,4	28,0	0,2968	5,615	353,1	0,026	1041,0	178,2
O_2	1,393	32,0	0,2598	6,414	329,5	0,027	920,0	207,2

3.1.4 Pressão de Trabalho

Um aspecto importante a destacar é que, para se obter uma boa eficiência do resfriador termoacústico, normalmente é necessário trabalhar-se com pressões acima da pressão atmosférica. Tipicamente essa pressão é da ordem de 5 bar, motivo pelo qual a Tab. 3.2 apresenta as propriedades nessa pressão.

Pressões do gás mais altas aumentam a potência por unidade de volume do aparelho, pois haverá maior número de partículas do fluido (maior massa) dentro do tubo. Como será visto posteriormente, isso permite que o espaçamento entre as placas do regenerador seja maior, facilitando a sua fabricação. Porém, altas pressões requerem materiais e vedações mais resistentes, o que eleva o custo do aparelho.

3.2 Regenerador

O regenerador é a parte mais importante do resfriador termoacústico. É feito de diversas placas paralelas alinhadas, formando-se uma pilha. Sem essa pilha regeneradora, não haveria troca de calor entre ela e o fluido, fenômeno este que é o principal fundamento da termoacústica.

3.2.1 Tipo de Regenerador

Existem diversas configurações de regenerador: placas paralelas, poros circulares, poros triangulares, de pinos, etc. De acordo com Tijani (2002), a configuração de pinos é a melhor, porém é de difícil manufatura. A segunda melhor configuração é a de placas paralelas, que possui um diâmetro hidráulico igual ao espaçamento entre as placas.

Outros pesquisadores, como Swift (1995), também apontam a geometria de placas paralelas como a melhor opção de regenerador. Arnott *et al.* (1991 apud Swift, 1995) fizeram estudos com outras geometrias, como a de canais triangulares e retangulares, e chegaram à conclusão de que a de placas paralelas é a mais eficiente.

A razão disto são as maiores perdas por atrito viscoso nas geometrias mais complexas.

3.2.2 Material do Regenerador

Para que se obtenha uma boa eficiência de troca térmica entre o regenerador e o fluido, o material do regenerador deve ter uma baixa condutividade térmica (κ) e um calor específico (c_p) maior que o do gás de trabalho. Com um calor específico maior, haverá sempre uma menor variação de temperatura na placa em relação ao fluido. Deste modo, deve ser um material cerâmico ou de plástico, pois, assim, manterá um certo gradiente de temperatura no regenerador.

3.2.3 Espaçamento do Regenerador

Dois parâmetros são fundamentais no cálculo e otimização do desempenho de um refrigerador termoacústico: a profundidade de penetração térmica δ_{κ} e a profundidade de penetração viscosa δ_{v} . A primeira mede a espessura da camada de fluido que deve ser suficiente para ter difusão de calor através do fluido de trabalho durante o intervalo de tempo de um ciclo enquanto que a segunda relaciona as forças viscosas devido à energia cinética do gás, contribuindo na perda de eficiência do resfriador. Esses dois parâmetros podem ser calculados por:

$$\delta_{\kappa} = \sqrt{\frac{\kappa}{\pi f \rho c_p}} = \sqrt{\frac{\kappa}{\omega \rho c_p}}$$
(3.4)

e

$$\delta_{\nu} = \sqrt{\frac{\mu}{\pi f \rho}} = \sqrt{\frac{\mu}{\omega \rho}}$$
(3.5)

onde κ é a condutividade térmica do gás, μ a sua viscosidade, ρ a massa específica do gás e c_p seu calor específico.

O espaçamento entre as placas no regenerador é extremamente importante. Um espaçamento pequeno favorece a transferência de calor por condução entre o gás e a placa, enquanto que se as placas tiverem um grande espaçamento não haverá uma transferência tão eficiente. Contudo, placas muito próximas aumentam as perdas por atrito viscoso, o que reduz a eficiência do resfriador.

Análises detalhadas encontradas no trabalho de Grift (1995) mostram que o espaçamento entre as placas adequado para otimizar a troca de calor e as perdas por atrito é da ordem de quatro vezes a profundidades de penetração térmica δ_{κ} , que normalmente apresenta valores da ordem de décimos de milímetro.

As espessuras de penetração térmica e viscosa podem ser relacionas entre si pelo número de Prandt:

$$\Pr = \frac{\mu c_p}{\kappa} = \left(\frac{\delta_v}{\delta_k}\right)^2$$
(3.6)

Segundo Sartori (2005), quanto menor o número de Prandtl, maior será a eficiência termoacústica, pois ocorrerão menores perdas por viscosidade, o que aumenta a eficiência no regenerador. Os gases monoatômicos são os que apresentam os menores valores para o número de Prandtl (tipicamente da ordem de 0,65-0,75), e por isso normalmente são os escolhidos para utilização em resfriadores termoacústicos.

Outro fator que influencia a eficiência termoacústica é a porosidade da pilha, definida por:

$$B = \frac{y_0}{y_0 + l}$$
(3.7)

onde y_0 é o espaçamento entre as placas e *l* a metade da espessura de cada placa. Este valor relaciona a área de livre passagem no regenerador. Quanto maior for este número, mais espaço de passagem haverá no regenerador. Valores desse parâmetro menores do que 0,6 fazem com que o escoamento perca sua característica.

3.2.4 Localização e Comprimento do Regenerador

O adequado posicionamento do regenerador no interior do tubo é fundamental para a eficiência da máquina. Como a velocidade é menor próximo ao alto-falante, as perdas serão menores nessa região, o que acarreta conseqüentemente numa maior eficiência do resfriador. Além disso, a variação de pressão também é maior perto dos nós das ondas, ou seja, no caso de um resfriador de meia-onda a maior variação de pressão ocorre justamente nas extremidades do tubo, enquanto que no centro do mesmo há pouca variação de pressão (apesar da maior velocidade), como mostrado na Fig. 2.4.

Dada massa de gás confinada em um recipiente com volume fixo, as variações de temperatura estão diretamente relacionadas com as variações de pressão. Desse modo, no centro do tubo as partículas do fluido ficam com temperatura praticamente inalterada, e nas extremidades existe uma variação perceptível de temperatura. Em função do exposto anteriormente, a tendência natural seria posicionar o regenerador junto ao alto-falante.

Segundo Tijani (2002), o comprimento do regenerador está ligado diretamente com a posição do mesmo dentro do tubo. Os estudos desenvolvidos pelo autor mostram que existe uma posição ótima para o regenerador em função do seu comprimento. Considerando um eixo x_n normalizado para o regenerador, onde $x_n = 0$ corresponde à posição do alto-falante e $x_n = 1$ é a posição final do tubo e que o comprimento normalizado L_{sn} possui a mesma proporção que a relação da posição normal com a posição normalizada, ou seja, $L_{sn}/L_s = x_n/x$, Tijani obteve as curvas do COP em função desse comprimento normalizado e da posição normalizada do centro do regenerador apresentadas na Fig. 3.1. Segundo o autor, o comportamento dessas curvas pode ser explicado pelas perdas por atrito viscoso. A partir da Fig. 3.1 é possível verificar que um regenerador muito próximo do alto-falante deve ter um comprimento muito pequeno, e que eventuais pequenos erros de posicionamento e/ou dimensionamento podem levar a quedas abruptas do coeficiente de eficácia. Além disso, as partículas das extremidades do tubo não se deslocam tanto quanto as do centro do resfriador de meia-onda, e por isso de nada adianta variar a temperatura da partícula se esta não se desloca, pois este deslocamento da partícula é um dos fundamentos da termoacústica.

Assim, Tijani (2002) recomenda que seja escolhida a posição normalizada $x_n = 0,22$, que propicia valor relativamente alto de COP (~1,2) sem o inconveniente de um decaimento acentuado. De acordo com Tijani, para essa posição normalizada o regenerador deverá ter um comprimento normalizado de $L_{sn} = 0,23$. É importante destacar que, em função da simetria de um resfriador de meia-onda, o regenerador pode ficar tanto próximo do alto-faltante como no final da outra extremidade.



Figura 3.1. Coeficiente de Eficácia de um Refrigerador Termoacústico em Função do Comprimento Normalizado L_{sn} e da Posição Normalizada x_n do Centro do Regenerador (Tijani, 2002)

3.3 Algumas Considerações Sobre o COP de Resfriadores Termoacústicos

Segundo Swift (1995), as principais perdas e irreversibilidades que afetam a eficiência termoacústica são as perdas "herdadas", as perdas por atrito viscoso e por condução, e perdas por transdução. As perdas "herdadas" provêm da troca de calor no regenerador, pois elas ocorrem com um ΔT finito. Já a viscosidade produz uma força de cisalhamento quando o gás oscila entre as placas do regenerador, o que gera atrito e conseqüentemente perdas. A perda por condução se deve ao simples fato do calor ser conduzido nas placas da região mais quente para a mais fria. Por fim, os transdutores de potência eletroacústicos (alto-falantes) também introduzem perdas.

Finalizando, Grift (1995) menciona que, utilizando-se o teorema de Rott em modelos computacionais, é possível atingir-se 40% da eficiência de Carnot. Maiores eficiências podem ser alcançadas se a densidade de potência for penalizada e as perdas forem minimizadas.

4 DIMENSIONAMENTO DO RESFRIADOR

Para o dimensionamento foi utilizada a metodologia estudada por Tijani (2002), onde são definidas a diferença de temperatura desejada e a capacidade de resfriamento.

Para o dimensionamento inicial foram admitidos os seguintes parâmetros:

- $\Delta T = 60^{\circ}$ C, entre os lados frio e quente;
- $\dot{Q} = 5,0 \,\mathrm{W};$

Para dimensionar e otimizar a eficiência do núcleo termoacústico foi considerado um modelo linear simplificado, introduzido inicialmente por Rott e depois melhorado por Swift (1988), chamado de "aproximação de camada limite para pilha regeneradora curta". Segundo Wetzel (1996), este modelo é útil para aplicações numéricas computacionais, porém muito complexo para uma solução analítica. Este modelo baseia-se em três hipóteses básicas:

- (i) que o comprimento da pilha regeneradora é muito menor que o comprimento da onda reduzido $\lambda/2\pi$. Deste modo, pode-se considerar que a velocidade e a pressão são constantes ao longo da pilha regeneradora e que a presença do regenerador não interferirá na atuação das ondas sonoras;
- (ii) que a diferença de temperatura no regenerador é muito menor que a temperatura média da região da pilha, o que permite considerar as propriedades termofísicas do gás e da pilha regeneradora constantes;
- (iii) que a razão entre a metade do espaçamento entre as placas do regenerador (y_0) e a profundidade de penetração térmica (δ_{κ}) deve ser maior que um.

A primeira hipótese é a mais fraca das três, já que a velocidade do gás ao longo do regenerador varia por um fator de dois. Já a segunda hipótese não é tão crítica a aplicações normais. E a terceira, pode ser considerada razoável, sem grandes erros, para um espaçamento de quatro vezes a profundidade de penetração térmica ($\delta\kappa$).

4.1 Cálculos e Primeiro Dimensionamento

Definidos os dois parâmetros a serem obtidos ($\Delta T \in \dot{Q}$), selecionou-se inicialmente o hélio como fluido de trabalho pelos motivos apresentados no capítulo anterior. Fixou-se a freqüência desejada de 400 Hz e uma pressão de 5 bar. A temperatura média foi fixada em 300 K.

Tijani (2002) recomenda as seguintes equações para o cálculo da potência acústica normalizada e da capacidade de resfriamento normalizada do refrigerador termoacústico:

$$\dot{W}_n = \frac{\delta_{kn} D^2 L_{sn}}{4k} \left[(k-1)B\cos^2 x_n \left(\frac{\Delta T_{mn} \tan(x_n)}{(k-1)(1+\sqrt{\Pr})BL_{sn}\Lambda} - 1 \right) - \frac{\sqrt{\Pr} \operatorname{sen}^2(x_n)}{B\Lambda} \right] \quad (4.1)$$

$$\dot{Q}_{n} = -\frac{\delta_{kn}D^{2}\operatorname{sen}(2x_{n})}{8k(1+\operatorname{Pr})\Lambda} \left(\frac{\Delta T_{mn}\tan(x_{n})}{(k-1)BL_{sn}}\frac{1+\sqrt{\operatorname{Pr}}+\sigma}{1+\sqrt{\operatorname{Pr}}} - (1+\sqrt{\operatorname{Pr}}-\sqrt{\operatorname{Pr}}\delta_{kn})\right)$$

$$(4.2)$$

onde $\Lambda = 1 - \sqrt{\Pr\delta_{\kappa n}} + \frac{1}{2} \Pr\delta_{\kappa n}^2$ (4.3)

Nas equações acima, além do comprimento normalizado L_{sn} e da posição normalizada x_n definidas anteriormente, tem-se que δ_{kn} é a profundidade de penetração térmica normalizada dada por $\delta_{kn} = \delta_k/y_0$ e ΔT_{mn} é a diferença de temperatura normalizada, calculada por $\Delta T_{mn} = \Delta T_m/T_m$. *B* é a porosidade da pilha, definida pela Eq. (3.7), e *D* é a razão da pressão instantânea e da pressão de equilíbrio, ou seja, $D = p_{inst}/p_0$. Uma vez definidas as grandezas normalizadas para o refrigerador, determina-se a potência acústica e capacidade de refrigeração pelas Eqs. (4.4) e (4.5):

$$\dot{W} = \dot{W}_n p_0 c (\,\dot{a}rea) \tag{4.4}$$

$$\dot{Q} = \dot{Q}_n p_0 c(\dot{a}rea) \tag{4.5}$$

As equações acima foram implementadas em uma planilha EXCELTM para dimensionamento do resfriador termoacústico. A Tab. 4.1 apresenta essa planilha com os resultados dos cálculos efetuados para os valores de ΔT e \dot{Q} impostos, utilizando hélio a 5 bar como fluido de trabalho e uma freqüência de onda de 400 Hz. Para esses valores, obteve-se como resultado um resfriador com um tubo de diâmetro de 52 mm, área frontal de 2.120 mm² e comprimento de 1,27 m. O regenerador deverá ser posicionado a 90 mm do alto-falante, ter 90 mm de comprimento com um espaçamento entre placas de 0,35 mm . Com essa configuração, o consumo de potência acústica previsto é de aproximadamente 3,0 W, o que resulta num COP de 1,6.

As Tabelas 4.2 e 4.3 mostram o deslocamento e a variação de pressão em função da posição e do tempo. A posição x é aquela em que a partícula estaria em repouso caso não houvesse nenhuma força agindo na mesma. Estes valores são resultado das Eqs. (2.5) e (2.6) sem a presença do regenerador. Destas tabelas é possível verificar que a amplitude máxima de deslocamento é de 0,3% do comprimento total enquanto que a pressão varia em 2% da pressão média.

4.2 Redimensionamento do Resfriador

Em função das dificuldades de se trabalhar com um fluido numa pressão relativamente alta em um laboratório didático, o equipamento foi redimensionado para trabalhar com ar à pressão atmosférica. Como com essa configuração é esperado que o equipamento tenha um pior desempenho, reduziu-se o ΔT desejado para 20°C, mantendo-se a freqüência em 400 Hz, e recalculou-se as dimensões, capacidade de refrigeração, potência acústica necessária e coeficiente de eficácia Os novos valores calculados para o dimensionamento do trocador são apresentados na Tab. 4.4.

Valores Impostos		
Diferença de Temperatura Desejada	60,0K	ΔT
Pressão Média	500000Pa	p_0
Freqüência	400,00Hz	f
Capacidade de Refrigeração	5,0W	Q
Parâmetros Geométricos do Tubo		
Diâmetro	53mm	d
Comprimento	1,27m	L
Freqüência	2513rad/s	ω
Comprimento da Onda Completa	2,55m	λ
Área Frontal	0,0021m ²	A
Volume	0,0027m ³	V
Massa	0,0021kg	т
Parâmetros Geométricos do Gás		
Profundidade de Penetração Térmica	0,00017m	δ_{κ}
Profundidade de Penetração Viscosa	0,00014m	$\delta_{\rm v}$
Número de Prandt	0,6799	Pr
Porosidade ou taxa de blocagem	0,89788	В
Parâmetros Geométricos do Regenerador		
Espaçamento entre Placas	0,00035m	${\mathcal Y}_0$
Profundidade de Penetração Normalizada	0,5086-	$\delta_{\kappa n}$
Espessura da Placa	0,00023m	21
Parâmetro da Eq. (4.3)	0,66858-	Λ
Posição do Centro do Regenerador	0,089m	x
Comprimento das Placas do Regenerador	0,093m	L
Parâmetros Normalizados		
Razão de Pressão	0,018	D
Posição do Centro Normalizado	0,22	X_n
Comprimento das Placas Normalizado	0,23	L_{sn}
Diferença de Temperatura Normalizada	0,2	ΔT_{mn}
Potência de Resfriamento Normalizada	4,70E-06	Q_{cn}
Potência Acústica Normalizada	-2,88E-06	\overline{W}_{cn}
Parâmetros Térmicos e Elétricos		
Potência Elétrica Calculada	3,06W	W
СОР	1,63-	COP

Tabela 4.3. Dimensionamento do Resfriador Termoacústico

			Desloca	amento (mo	etros)			
				tempo (s)				
Х		0,00016 0,00031	0,00047	0,00063	0,00078	0,00094	0,00109	0,00125
0,00	0,00000	0,00000 0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000
0,13	0,00150	0,00139 0,00106	0,00058	0,00000	-0,00058	-0,00106	-0,00139	-0,00150
0,25	0,00286	0,00264 0,00202	0,00109	0,00000	-0,00109	-0,00202	-0,00264	-0,00286
0,38	0,00394	0,00364 0,00278	0,00151	0,00000	-0,00151	-0,00278	-0,00364	-0,00394
0,51	0,00463	0,00427 0,00327	0,00177	0,00000	-0,00177	-0,00327	-0,00427	-0,00463
0,64	0,00487	0,00449 0,00344	0,00186	0,00000	-0,00186	-0,00344	-0,00449	-0,00487
0,76	0,00463	0,00427 0,00327	0,00177	0,00000	-0,00177	-0,00327	-0,00427	-0,00463
0,89	0,00394	0,00364 0,00278	0,00151	0,00000	-0,00151	-0,00278	-0,00364	-0,00394
1,02	0,00286	0,00264 0,00202	0,00109	0,00000	-0,00109	-0,00202	-0,00264	-0,00286
1,15	0,00150	0,00139 0,00106	0,00058	0,00000	-0,00058	-0,00106	-0,00139	-0,00150
1,27	0,00000	0,00000 0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000	0,00000

Tabela 4.4. Deslocamento das Partículas em Função da Posição e do Tempo

Tabela 4.5. Variação de Pressão das Partículas em Função da Posição e do Tempo

				P	ressão (Pa)				
					tempo (s)				
Х	Ра	0,00016	0,00031	0,00047	0,00063	0,00078	0,00094	0,00109	0,00125
0,00	1,00E+04	9,24E+03	7,07E+03	3,83E+03	-1,61E-12	-3,83E+03	-7,07E+03	-9,24E+03	-1,00E+04
0,13	9,51E+03	8,79E+03	6,72E+03	3,64E+03	-1,39E-12	-3,64E+03	-6,72E+03	-8,79E+03	-9,51E+03
0,25	8,09E+03	7,47E+03	5,72E+03	3,10E+03	0,00E+00	-3,10E+03	-5,72E+03	-7,47E+03	-8,09E+03
0,38	5,88E+03	5,43E+03	4,16E+03	2,25E+03	-5,55E-13	-2,25E+03	-4,16E+03	-5,43E+03	-5,88E+03
0,51	3,09E+03	2,85E+03	2,19E+03	1,18E+03	0,00E+00	-1,18E+03	-2,19E+03	-2,85E+03	-3,09E+03
0,64	6,13E-13	5,55E-13	5,55E-13	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00	-5,55E-13	-5,55E-13	-2,83E-12
0,76	-3,09E+03	-2,85E+03	-2,19E+03	-1,18E+03	0,00E+00	1,18E+03	2,19E+03	2,85E+03	3,09E+03
0,89	-5,88E+03	-5,43E+03	-4,16E+03	-2,25E+03	1,67E-12	2,25E+03	4,16E+03	5,43E+03	5,88E+03
1,02	-8,09E+03	-7,47E+03	-5,72E+03	-3,10E+03	5,55E-13	3,10E+03	5,72E+03	7,47E+03	8,09E+03
1,15	-9,51E+03	-8,79E+03	-6,72E+03	-3,64E+03	5,55E-13	3,64E+03	6,72E+03	8,79E+03	9,51E+03
1,27	-1,00E+04	-9,24E+03	-7,07E+03	-3,83E+03	2,72E-12	3,83E+03	7,07E+03	9,24E+03	1,00E+04

Valores Impostos		
Diferença de Temperatura Desejada	20,0K	ΔT
Pressão Média	100000Pa	p_m
Freqüência	400,00Hz	f
Capacidade de Refrigeração	0,1W	Q
Parâmetros Geométricos do Tubo		
Diâmetro	22mm	d
Comprimento	0,43m	L
Freqüência	2513rad/s	ω
Comprimento da Onda Completa	0,85m	λ
Área Frontal	0,0004m ²	A
Volume	0,0002m ³	V
Massa	0,0002kg	т
Parâmetros Geométricos do Gás		
Profundidade de Penetração Térmica	0.00013m	δκ
Profundidade de Penetração Viscosa	0,00011m	$\delta_{\rm v}$
Número de Prandt	0.7068	Pr
Porosidade ou taxa de blocagem	0,69580	В
Parâmetros Geométricos do Regenerador		
Espaçamento entre Placas	0,00026m	v_0
Profundidade de Penetração Normalizada	0,5000-	$\delta_{\kappa n}$
Espessura da Placa	0,00023m	21
Parâmetro da Eq. (4.3)	0,66799-	Λ
Posição do Centro do Regenerador	0,030m	x
Comprimento das Placas do Regenerador	0,031m	L
Parâmetros Normalizados		
Razão de Pressão	0,022	D
Posição do Centro Normalizado	0,22	\boldsymbol{X}_{n}
Comprimento das Placas Normalizado	0.23	L_{sn}
Diferenca de Temperatura Normalizada	0.2	ΔT_{mn}
Potência de Resfriamento Normalizada	3.52E-06	O_{cn}
Potência Acústica Normalizada	-1,92E-06	$\frac{\mathcal{L}^{cn}}{W_{cn}}$
Parâmetros Térmicos e Flétricos		
Potência Elétrica Calculada	0.04W	W
	2 96-	,, СОР
001	2,70-	

Tabela 4.6. Redimensionamento do Resfriador Termoacústico Utilizando Ar à Pressão Atmosférica como Fluido de Trabalho.

5 CONSTRUÇÃO DO EQUIPAMENTO

5.1 Regenerador

Uma vez dimensionado o equipamento, iniciou-se a sua construção pelo regenerador, peça mais importante no resfriador.

Russel e Weibull (2001) sugerem a utilização de um rolo de filme fotográfico e linhas de pesca para a construção do regenerador. Por serem facilmente encontrados, optou-se por estes mesmos materiais para o regenerador.

Foi calculada uma espessura entre placas de 0,26 mm, sendo que este número foi obtido através de análises feitas por Grift (1995), que sugeriu um espaçamento quatro vezes maior que a profundidade de penetração térmica. Assim, por motivos de segurança e de disponibilidade de material, uma linha de pesca de 0,2 mm foi utilizada para manter um espaçamento igual ou maior que a da linha de pesca. Esta linha foi enrolada sempre com uma distância constante, no sentido da largura do filme fotográfico, Fig. (5.4). Sabendo que esta parte do equipamento é a parte mais essencial ao projeto, foi adotado um cuidado especial nesta construção. Foi evitado ao máximo os cruzamentos de linhas pois eles aumentam as perdas devido ao atrito.



A configuração final do regenerador pode ser vista nas Figs. 5.1 a 5.4.

Figura 5.1. Vista Superior do Primeiro Regenerador



Figura 5.2. Vista Lateral do Regenerador



Figura 5.3. Vista entre as placas de um regenerador solto



Figura 5.4. Linhas de 0,2mm passando pelo filme fotográfico

5.2 Alto-Falante

As ondas sonoras do resfriador são geradas através de um alto-falante de 4 polegadas (Fig. 5.5), conectada a um amplificador de caixa acústica de computador.

Esse alto-falante apresenta uma geometria favorável para o resfriador, pois apresenta uma borda elevada. Assim, ela serve de isolante térmico para evitar perdas de calor como vedação entre o tubo ressonador e câmara do alto-falante.

Como este projeto visa um aparelho de baixo custo e o gerador de freqüência faz, igualmente, parte do projeto do resfriador, foi estudada uma maneira de minimizar o custo. A solução encontrada foi a utilização de um computador simples, com placa de áudio, executando um programa gratuito (Fig. 5.6) de geração de freqüências (http://www.cognaxon.com/downloads/FrequencyGenerator.zip). Assim, a onda gerada pela placa de som do computador é enviada ao amplificador e deste para o alto-falante.



Figura 5.5. Alto-Falante de 4 polegadas

Two channels frequency generator	X
L Frequency L Volume R Frequency	ncy R Volume
Phase Left Phase Right	Degrees 0 Degrees 0
Frequency Left	Hertz 400
	Hertz 400
Volume Left	dB 42,007410
Volume Right	dB 42,007410
About Clear table I Windows sound mixer Lock Left and Right Channel Copy table to clipboard Copy table Clear table I Windows sound mixer Capture Data Point to table	Start

Figura 5.6. Programa Gerador de Freqüências

5.3 Apoio do Alto-Falante e Isolamento Acústico

Este resfriador foi dimensionado para trabalhar com uma freqüência de 400 Hz que, apesar de não ser agudo, pode causar certo incômodo entre as pessoas em sua volta. Para minimizar estes ruídos foram utilizadas espumas que acabam quebrando as ondas e aumentando o conforto acústico. Estas espumas foram inseridas em um tubo de PVC, que compactam essas espumas e, conseqüentemente, acabam pressionando o alto-falante contra a placa de acrílico, contribuindo também para a vedação.



Figura 5.7. Alto-falante Acoplado a um Tubo Preenchido de Espuma

5.4 Tubo e Caixa de Acrílico

Em função da disponibilidade do fornecedor, foi utilizado um tubo de 22 mm de diâmetro interno e 5,0 mm de espessura, superior àquela necessária para o caso de se trabalhar com hélio a 5 bar. Este tubo foi fixado a uma base, também de acrílico, no formato de uma caixa, com as dimensões de 160 x 160 x 100 mm, permitindo assim que sejam utilizados alto-falantes de até 6 polegadas de diâmetro. Foram feitos três furos de aproximadamente 3,0 mm de espessura (Fig. 5.9) para que termopares pudessem ser inseridos para as medições de temperatura do ar no interior do tubo.



Figura 5.8. Vista Superior do Tubo de Acrílico



Figura 5.9. Vista Lateral do Resfriador

5.5 Configuração Final do Equipamento

As figuras (5.10) e (5.11) a seguir mostram a configuração final do equipamento. A caixa e o tubo tiveram um custo total de R\$150,00, e o restante do material foi reaproveitado.



Figura 5.10. Configuração Final do Equipamento



Figura 5.11. Configuração Final do Equipamento com as pontas sensoras posicionadas para a Medição da Temperatura do Ar no Interior do Tubo

6 TESTES DE FUNCIONAMENTO

Uma vez montado o equipamento, foram realizados diversos testes para verificar o seu funcionamento real e melhorar a eficiência do mesmo. As medições foram feitas no laboratório de Máquinas Térmicas da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo durante o mês de outubro de 2007.

6.1 Instrumentos e Metodologia de Medição

Foi utilizado um indicador de temperatura da marca Instrutherm, modelo Th-1200C (Fig. 6.1), utilizando a sua faixa de operação de -70 a 199,9 °C, na qual a incerteza é da ordem de \pm 0,5°C, e duas pontas de medição. Como havia apenas um indicador disponível, para a tomada da temperatura, as pontas eram conectadas alternadamente no indicador.



Figura 6.1. Pontas de Medição Inseridas no Tubo

A Fig. 6.1 mostra também o posicionamento das pontas no momento da medição, uma ficando do lado quente e a outra do lado frio (esquerdo) da pilha. Além disso, como mostrado anteriormente o resfriador permite a medição da temperatura em um terceiro ponto distante do regenerador. A fim de minimizar as trocas de ar entre o tubo e o meio externo, as tomadas de temperatura foram vedadas com fita isolante, na qual foram feitos pequenos furos para introdução das pontas de medição. Quando uma determinada tomada não estava sendo utilizada para medição, a mesma era vedada com uma nova fita isolante.

6.2 Resultados

Além de diversos testes preliminares, três testes principais para avaliação do desempenho do equipamento foram realizados no Laboratório de Máquinas Térmicas do PME-EPUSP. Nos dois primeiros testes foi utilizada apenas uma ponta sensora para fazer a medição da temperatura do lado quente e do lado frio. Já no terceiro teste foram utilizadas duas pontas sensoras.

O primeiro teste foi realizado no dia 15 de outubro de 2007. A temperatura ambiente era de 23,5 °C e a pressão barométrica lida no barômetro do Laboratório era de 702 mmHg. A temperatura inicial do ar no interior do tubo era de 25,5 °C, mais elevado que a temperatura ambiente. O equipamento foi colocado em operação, e após 20 minutos, verificou-se uma temperatura de 24,3 °C no lado frio. O sensor de temperatura foi reposicionado e verificou-se uma temperatura de 26,1 °C no lado quente após 5 minutos, o que representa uma diferença de 1,8°C entre os dois lados da pilha.

O segundo teste foi realizado no dia 22 de outubro de 2007, com as seguintes condições: temperatura ambiente de 26,8 °C; pressão atmosférica de 704 mmHg; e temperatura inicial do ar no interior do tubo de 28,5 °C. Após 15 minutos de operação do resfriador, a temperatura do lado frio estabilizou-se em 27,2 °C. Em seguida, o sensor foi retirado do lado frio e colocado no lado quente do resfriador.

Após 4 minutos a leitura do indicador estabilizou-se em 29,5 °C, e dessa forma obteve-se uma diferença de temperaturas no regenerador de 2,3 °C.

É importante destacar que, em relação ao primeiro teste, aumentou-se o espaçamento entre as placas do regenerador, diminuindo-se o enrolamento do filme fotográfico.

No terceiro teste, realizado no dia 29 de outubro de 2007, as condições eram as seguintes: temperatura ambiente de 26,4 °C; pressão atmosférica de 703 mmHg; e temperatura inicial do ar no interior do tubo de 27,1 °C. Para a realização desse teste procurou-se melhorar as vedações do resfriador e, como mencionado anteriormente, foram utilizadas duas pontas sensoras de temperatura, o que permitiu a leitura das temperaturas dos lados frio e quente de forma quase simultânea, com uma diferença de poucos segundos entre as duas leituras.

A partir dessas leituras de temperatura, foi possível obter os gráficos das duas temperaturas em função do tempo de teste, mostrados na Fig.6.2. Esses gráficos permitem observar que a temperatura do lado frio estabiliza-se em 26,6 °C após cerca de 5 minutos de operação do resfriador, permanecendo nessa condição até o final do ensaio. Já o lado quente leva cerca de 15 minutos até sua estabilização em 28,7 °C.

É possível verificar ainda que o aumento de temperatura do lado quente é maior que a redução de temperatura do lado frio. Como o calor é retirado do lado frio e transportado aos poucos para o lado quente através do regenerador, e há uma massa muito maior de ar frio do que de ar quente, tem-se essa diferença nas variações de temperatura.

A fim de verificar a eventual presença de gradientes de temperatura no lado frio, após a estabilização da temperatura, foi medida a temperatura no terceiro furo, e verificou uma diferença nas leituras de apenas 0,1 °C, ou seja, menor que a incerteza do instrumento de medição.



Figura 6.2. Variação das Temperaturas do Lado Frio e Quente do Resfriador em Função do Tempo.

6.3 Avaliação dos Resultados

No dimensionamento do resfriador, foi projetada uma diferença de 20 °C entre os lados das pilhas. Mas pelo testes realizados esta diferença atingiu apenas 2 °C, ou seja, 10% do esperado.

A seguir, serão discutidos eventuais problemas que podem ter causado esta pequena diferença de temperatura.

6.3.1 Carga Térmica

Foi calculada, na época do dimensionamento, uma capacidade de refrigeração muito baixa. Assim, qualquer perda pequena não se torna mais desprezível.

Dentro do tubo, há uma certa quantidade de massa que acaba, juntamente, se resfriando com o equipamento em funcionamento. Por isso, quanto maior o diâmetro

do tubo, menor a capacidade de resfriamento dado uma certa potência de entrada no alto-falante.

De acordo com o resultado obtido da Fig. 6.2, para o lado frio do sistema, após a pilha regenerativa, há uma diminuição de 0,6 °C em torno de 13 minutos.

Para o resfriador, foi calculada uma massa de ar seco de 0,132 g, o que resulta numa carga térmica para o resfriamento do ar de 102.10⁻⁴ W, que é um valor muito inferior à capacidade de refrigeração. Logo, sendo descartada a possibilidade de ser a massa interna do ar a ser resfriado a causa da baixa diferença de temperatura entre os lados das pilhas.

6.3.1.1 Ganhos de Calor por Transmissão

Este tipo de ganho de calor pode ser desprezado apesar da baixa capacidade de resfriamento do equipamento. Foi verificado para o terceiro teste que a temperatura ambiente estava em 26,4 °C, uma diferença de apenas 0,1 °C com a temperatura interna, o que acaba com a hipótese de que a maior parte dos ganhos de calor seja por transmissão de calor. Para os demais testes, a temperatura interna sempre alcançava valores muito próximos à do ambiente, lembrando que a temperatura interna inicial sempre se encontrava entre 1 a 2° mais elevado que a temperatura externa.

6.3.2 Espaçamento do Regenerador

De acordo com o item 3.2.3, o espaço entre as placas no regenerador é extremamente importante. Se as placas estiverem muito próximas, haverá grande perda por viscosidade, o que implica em perdas, mas se estiverem muito afastadas não haverá uma boa troca de calor já que haverá menos área de troca entre o fluido e o regenerador.

O primeiro teste realizado com este equipamento possuía um espaçamento de 0,2mm e resultou numa diferença de 1,8 °C. Já os demais possuíam um espaçamento maior gerando uma diferença de até 2,3 °C. Também, foi testada uma configuração do regenerador com menos placas, ou seja, com um espaçamento maior, mas sem

nenhum sucesso. Logo, é possível verificar, até um certo ponto, a influência deste espaçamento no desempenho do resfriador.

6.3.3 Disposição dos fixadores de espessura entre placas

Vale lembrar que a disposição das linhas de pesca utilizada também influencia na perda por atrito. Quanto mais linhas houver, mais perdas existirão. Neste resfriador foi utilizada a configuração mostrada na Fig. 5.4, a qual pode ser otimizada.

6.4 Possíveis Melhorias

Alguns progressos já são conhecidos em termos de projeto e construção mecânica e que podem ser implementados num próximo estudo.

Este resfriador foi feito de maneira que se tornasse flexível, ou seja, que servisse para diversas configurações. Uma das possibilidades dessa flexibilidade é a troca do alto-falante, por exemplo. É possível, ainda, a troca do fluido interno.

6.4.1 Um quarto de onda

Se um quarto de comprimento de onda for utilizado, haverá menos ganhos de calor por transmissão e por carga térmica do ar. Apesar de serem valores quase desprezíveis nos cálculos térmicos, esta pequena diminuição contribuirá no custo de fabricação do equipamento.

Para o equipamento construído, caso seja utilizado um quarto de onda, será necessário o redimensionamento do espaçamento do regenerador. Este espaçamento irá aumentar já que a freqüência da onda terá seu valor reduzido pela metade, em relação ao atual. Mais ainda, os erros de espaçamento e posicionamento diminuirão já que a onda é mais comprida podendo o regenerador ser um pouco mais simples.

6.4.2 Diâmetro

Diminuindo o diâmetro, a capacidade de resfriamento é melhorada, porém dificulta a construção do equipamento.

6.4.3 Geração da Potência Acústica

Uma onda com maior amplitude movimentará com maior facilidade o fluido interno. Como as perdas continuarão as mesmas já que a velocidade continua sendo a velocidade do som e a potência acústica aumentará, haverá mais energia acústica para ser convertida em térmica. Logo, o aumento da potência tende a movimentar mais moléculas, o que resulta em menos perdas por massa de fluido.

6.4.4 Fluido utilizado

O fluido utilizado foi ar e como já foi dito anteriormente, a troca deste por hélio, mesmo estando à pressão ambiente, aumentará a capacidade de refrigeração. Haverá um aumento na freqüência, porém, este recompensado pelo volume específico e pela velocidade que possui.

Assim, com a utilização do hélio juntamente com um comprimento de umquarto de onda, o resfriamento será mais perceptível.

6.4.5 Isolamento Acústico

O isolamento acústico pode ser melhorado com uma vedação melhor na região de inserção dos termopares e o acréscimo de espumas especiais nas arestas do equipamento.

7 CONCLUSÕES

Foi dimensionado inicialmente um resfriador que utilizasse hélio à pressão de 5 bar como fluido interno, porém, a facilidade de se utilizar ar a pressão ambiente fez com que esta segunda opção fosse empregada. Com isso, não seria mais necessário se preocupar com vazamentos e com as condições de operações do equipamento, como a pressão. O fator custo também foi um dos principais fatores para a mudança de fluido de trabalho.

No equipamento construído foi verificada certa incompatibilidade entre as temperaturas de projeto e de medição. Este fato se deve à dificuldade de construção da pilha regenerativa, que é o principal componente do equipamento. Uma nova configuração de montagem do regenerador deve ser estudada e construída futuramente. Outro fator contribuinte pode ser o alto-falante, que não foi verificada a potência real produzida.

Porém o objetivo mais importante do projeto, que é demonstrar o efeito termoacústico, foi comprovado com o aumento de temperatura em um dos lados da pilha regenerativa e a redução no outro. Isto foi feito com um gasto total de R\$150,00, que foi o preço pago pelo tubo mais a caixa de acrílico. Os demais componentes não tiveram nenhum custo pois foram reaproveitados de outras utilidades.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Lucas, O., Meeuwissen, K. Design and Construction of a thermoacoustic device. Adelaide: University of Adelaide, 2001. 6 p.
- [2] Marx, D. Simulation Numérique d'um Réfrigérateur Thermoacoustique. 2003. 245 f. Dissertação (Doutorado em Acústica) - Laboratoire de Mécanique des Fluides et d'Acoustique Ecole Centrale de Lyon, Lyon, 2003.
- [3] Kinsler, L. E.; Frey, A. R. Fundamentals of Acoustic. Nova Iorque: John Wiley & Sons, 1962.
- [4] Resnick, R.; Halliday, D. Física 2, 4^aed., Rio de Janeiro: LTC Livros Técnicos e Científicos Editora S.S., 1984. 309 p.
- [5] Russell, D.A.; Weibull, P. Tabletop thermoacoustic refrigerator for demonstrations. Michigan: Kettering University, 2002. 3 p.
- [6] Sartori, R., Pimenta, J. Análise Teórica e Avaliação Experimental de um refrigerador termoacústico guiada por um algoritmo de otimização. Brasília: Universidade de Brasília, 2005. 10 p.
- [7] _____. Refrigeração Termoacústica Estado da Arte. Brasília: Universidade de Brasília, 2004. 10 p.
- [8] Swift, G. W. Thermoacoustic Engines. Novo México: Los Alamos, 1988.36 p.
- [9] _____. Thermoacoustic Engines and Refrigerators. Novo México: Los Alamos, 1993. Physics Today 48, 22-28.
- [10] _____. What is thermoacoustics? A brief description, with technical details and citations. Novo México: Los Alamos, 2004. 6 p.
- Tijani, M. E.; Zeegers, J.C.H.; Waele, A.T.A.M. Design of Thermoacoustic Refrigerators. Eindhoven: Cryogenics 42 (2002) 49–57, 2002. 9 p.
- [12] Wetzel, M.; Herman, C. Design optimization of Thermoacoustic Refrigerators. Balitmore: The Johns Hopkins University, 1997. 19 p.
- [13] http://www.cognaxon.com/downloads/FrequencyGenerator.zip acessado em junho de 2007.