

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISES ACÚSTICAS PARA INSTALAÇÃO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

por

Carlos Henrique Lagemann

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Março de 2008

ANÁLISES ACÚSTICAS PARA INSTALAÇÃO DE SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

por

Carlos Henrique Lagemann

Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Alberto Tamagna

Aprovada por:

Prof^a. Dr^a. Letícia Fleck Fadel Miguel

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31 de março de 2008

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha esposa pela compreensão, apoio e carinho.

Aos familiares pelo apoio e por compreenderem as ausências.

À empresa Springer Carrier por possibilitar a realização deste curso e apoiar o desenvolvimento deste trabalho, disponibilizando protótipos e laboratórios para todos os testes realizados. Pelos desafios confiados.

RESUMO

A instalação inadequada de grandes sistemas de ar condicionado pode ter como conseqüências a geração de conflitos com a comunidade local e o desencadeamento de processos judiciais, envolvendo elevados montantes, visto que o ruído gerado por estes equipamentos pode afetar a vida de muitas pessoas. O desligamento destas unidades, por ordem judicial, geralmente impede o funcionamento de hotéis, *shopping centers*, centrais de informática e processos industriais.

Este trabalho visa fornecer subsídios técnicos para equipes de projeto de instalação destes equipamentos, formadas por projetistas, engenheiros e arquitetos. Neste sentido, busca-se apresentar a análise e possíveis soluções de forma prática. É necessário que o projeto de instalação destes equipamentos seja robusto, levando em conta todos os aspectos pertinentes. O ponto inicial de qualquer projeto deve ser o mapeamento da região onde os equipamentos serão instalados, buscando identificar o ruído já existente nos horários em que os equipamentos estarão em operação. A partir desta análise, identifica-se qual o nível de ruído ideal para a aplicação, levando-se em conta a distância disponível entre os equipamentos e a comunidade, a legislação vigente e tipos de equipamentos oferecidos pelo mercado.

São apresentadas soluções para atenuação de ruído em casos críticos em que os aspectos mencionados não foram levados em consideração ou não puderam ser aplicados. Mostra-se a influência da instalação de atenuadores de ruído no rendimento das centrais de refrigeração e estima-se o custo de implementação. Mostra-se a construção e aplicação dos conceitos propostos e são analisadas instalações visitadas no decorrer deste trabalho.

ABSTRACT

“Acoustic analyses for installation of Air Conditioning Systems”

An inadequate installation of large air conditioning systems can create neighborhood conflicts and lead to great legal expenses, due to the fact that these equipment noise can affect the normal way of living of these people. If these units were turned off by a judicial request, the operation of hotels, malls, information nucleus and industrial process may be suspended.

This work is supposed to give the technical basis to installation project teams, which are formed by engineers and architects. In this sense, this work intends to present analysis and possible solutions in a practical way. The installation project must be strong according to their own peculiar aspects. Any project must start with the recognition of the area where the equipment are going to be installed, aiming the identification of the noise level in place during specific periods when the apparatus will operate. Through these analyses it will be possible to identify the noise level and the correct equipment to be installed, the distance between equipment and neighborhood in order to comply with current Legislation.

This work will show solutions for noise attenuation for special cases in which these aspects were not considered or could not be applied. The influence of noise attenuation on large air conditioning systems performance is presented, as well as the installation costs. The construction and application of the proposed concepts are presented too. Analyses of installations visited during this work are also mentioned.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Objetivos.....	2
1.2 Motivação.....	2
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1 Som.....	4
2.2 Silenciadores resistivos.....	7
3. HISTÓRICO.....	9
4. LEGISLAÇÃO.....	11
5. PROPAGAÇÃO DO SOM.....	13
6. TORRES DE RESFRIAMENTO.....	16
7. PROJETOS DE ATENUADORES DE RUÍDO.....	18
7.1 Limitações à utilização de atenuadores de ruído.....	18
7.2 Avaliação das fontes de ruído.....	19
7.3 Aspectos conceituais.....	25
8. ESTUDOS DE CASOS.....	28
8.1 Aplicação de atenuadores de ruído em <i>chillers</i> de 120 TR (422 kW).....	28
8.2 Aplicação de atenuadores de ruído em condensadoras split.....	34
9. NOVO CONCEITO DE ATENUAÇÃO PARA VENTILAÇÃO.....	40
10. ANÁLISE FINANCEIRA DAS PROPOSTAS.....	47
11. EFEITOS DA INSTALAÇÃO DE ATENUADORES DE RUÍDO.....	48
12. DESENVOLVIMENTO DE JAQUETAS ACÚSTICAS.....	50
13. CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE.....	56
13.1 Conclusões.....	56
13.2 Sugestões de continuidade.....	57
14. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	58
ANEXO 1.....	59
APÊNDICE 1.....	68
APÊNDICE 2.....	71
APÊNDICE 3.....	72

LISTA DE SÍMBOLOS

AT	Atenuação de ruído calculada pela fórmula de Sabin [dB/m]
Btu/h	Unidade térmica britânica. Cada Btu/h equivale a 0,293071 W [Btu/h]
COP	Relação entre capacidade de refrigeração e consumo energético na mesma unidade de medida (watt) [COP]
dB	Decibel [dB]
dB(A)	Nível de pressão sonora ponderada pela escala A [dB(A)]
De	Perímetro da seção [m]
Hz	Frequência [Hz]
Pa	Pressão em pascal [Pa]
RPM	Rotações por minuto [RPM]
S	Área da seção [m ²]
TR	Tonelada de refrigeração. Capacidade de refrigeração equivalente a 3517W ou 12.000 Btu/h [TR]
W	Potência [W]
α	Coefficiente de absorção sonora [adimensional]

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	TÍTULO	Pág.
1.1	Central de ar condicionado utilizado em hotel de grande porte	3
2.1	Curva de ponderação “A” que reflete a resposta do ouvido humano	6
3.1	Berçário do Pittsburgh’s Allegheny General Hospital	9
3.2	Foto publicitária de um dos primeiros modelos produzidos em série	10
5.1	Modelo de Beranek para redução do nível de ruído em função da distância	13
5.2	Protótipo utilizado na medição do nível de ruído em função da distância	14
5.3	Atenuação de ruído em função da distância. Modelo teórico versus protótipo	15
6.1	Três torres de resfriamento (a) e nove torres de resfriamento (b)	16
7.1	Duto de 3,8 metros na descarga dos ventiladores [Carrier Colômbia]	18
7.2	Representação de um <i>chiller</i> com condensação a ar	20
7.3	Conceito proposto por Lagemann, 2003 (a) e vista superior (b)	20
7.4	Protótipo utilizado por Lagemann, 2003 (a) e vista superior do protótipo (b)	21
7.5	Células de atenuação (a) e duto para atenuação da descarga (b)	22
7.6	Tela do IPM	23
7.7	Enclausuramento de <i>Chiller</i> a ar	24
7.8	Tratamento acústico na descarga dos ventiladores	24
7.9	Duto em perspectiva (a) e composição do duto (b)	25
7.10	Estrutura de uma célula de atenuação (a) e conjunto de células (b)	25
8.1	Instalação original dos <i>chillers</i> (a) e torre com 80 metros de altura próxima as máquinas refletindo o ruído dos <i>chillers</i> para as residências vizinhas (b)	29
8.2	Vista superior de uma das unidades	29
8.3	Montagem das células de atenuação	30
8.4	Vista lateral dos <i>chillers</i> com atenuação (a) e painel de controle (b)	31
8.5	Lateral do equipamento com fechamentos	31
8.6	Projeto em CAD dos fechamentos inferiores	32
8.7	Dutos retangulares na descarga dos ventiladores	32
8.8	Vista interna da nova instalação	34
8.9	Vista externa da edificação com grandes células de atenuação	34

8.10	Condensadoras <i>split</i> de 36.000 Btu/h (10,55 kW)	35
8.11	Comparativo dos coeficientes de absorção do poliuretano versus lã de rocha	36
8.12	Vista explodida frontal (a) e vista explodida traseira (b)	37
8.13	Vista lateral do enclausuramento (a) e vista traseira (b)	37
8.14	Espectro da condição original, com o enclausuramento e na condição final com os atenuadores	38
8.15	Atenuação de ruído versus frequência. Na cor laranja, com a instalação do enclausuramento e, em azul, após a adição dos atenuadores	39
9.1	Protótipo utilizado por Lagemann, 2003	40
9.2	Grande quantidade de células de atenuação necessárias para uma atenuação efetiva	41
9.3	Novo protótipo	41
9.4	Nova plataforma de <i>chillers</i> que utiliza condensadores em estrutura modular	42
9.5	Vista superior de um dos ventiladores do protótipo	42
9.6	Suporte com 500 mm de altura apoiado na estrutura original	43
9.7	Duto na tomada de ar do ventilador	44
9.8	Aspecto externo do novo conceito de atenuador de ruído	44
9.9	Cilindros concêntricos nos dois dutos envoltos por lã de rocha	45
9.10	Atenuação de ruído com a instalação do novo conceito e em função da distância	46
11.1	Variação da capacidade de refrigeração em função da queda de vazão	48
11.2	Queda na performance do equipamento em função da redução da vazão	49
12.1	Espectro gerado por compressor parafuso	50
12.2	Estrutura com dimensões e formato similar ao compressor parafuso	51
12.3	Protótipo de jaqueta acústica	51
12.4	Espectro medido com várias composições de materiais para jaquetas acústicas	53
12.5	Análise em 1 e 2 kHz	54
12.6	Jaquetas acústicas instaladas em um <i>chiller</i> com condensação à água e capacidade superior a 300 TR (1055 kW)	55

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	TÍTULO	Pág.
2.1	Níveis de correção da curva de ponderação “A”	7
4.1	Valores recomendados pela NBR 10.152	12
6.1	Variação do nível de ruído gerado pelas torres de resfriamento em função da distância	17
7.1	Coefficientes de absorção acústica para mantas de lã de rocha com 50 mm de espessura	26
7.2	Comparativo entre a atenuação calculada versus obtida	26
7.3	Comparativo entre atenuação calculada e medida por frequência	27
8.1	Medições de ruído na residência do reclamante	33
8.2	Absorção calculada por frequência	36
10.1	Estimativa de custos do conceito com células de atenuação	47
10.2	Estimativa de custos do conceito com dutos	47

1. INTRODUÇÃO

Há várias décadas os sistemas de ar condicionado são amplamente utilizados. Em 1902, o engenheiro Willys Carrier desenvolveu o primeiro processo mecânico, que permite retirar calor do ar, sendo que a primeira aplicação consistia em controlar a temperatura e a umidade do processo de impressão de uma gráfica, já que, nos meses quentes de verão, o papel absorvia umidade do ar e se dilatava, gerando imagens borradas. No mesmo ano, instalou um sistema de condicionamento de ar em um berçário de partos prematuros. Através da introdução de umidade extra no ambiente, ajudou a reduzir a mortalidade infantil causada por desidratação [Springer Carrier, 1990].

Nos anos 20, através do desenvolvimento de um novo fluido refrigerante, o ar condicionado tornou-se mais acessível ao público, sendo instalados sistemas em teatros, lojas e prédios públicos dos Estados Unidos. Nos anos 50, iniciou-se a produção em massa de unidades residenciais. Em 1958, a Springer lançou o primeiro condicionador de ar de janela da América Latina [Springer Carrier, 1990].

Atualmente a principal aplicação dos condicionadores de ar é o conforto térmico, indispensável para bom desempenho profissional em muitas áreas, bem estar e saúde de forma geral. Outras aplicações destes sistemas estão ligadas ao controle de temperatura de uma ampla gama de atividades, podendo ser destacadas as atividades industriais, farmacêuticas, hospitalares e centros de processamento de dados [Springer Carrier].

O tamanho total do mercado de Centrais de Ar Condicionado (*chillers*) no Brasil é de aproximadamente 180.000 toneladas de refrigeração (633.034 kW) ao ano, em 2007. Cada tonelada de refrigeração (TR) equivale a 12.000 Btu/h (3,517 kW). Considerando que deste volume 44% é composto por *chillers* de condensação a ar, este mercado gira em torno de 79.200 TR (278.535 kW). O mercado de máquinas com condensação a ar vem diminuindo nos últimos anos, pela importação de grandes “centrífugas”, *chillers* com condensação à água, caracterizados pela utilização de um único compressor de grande capacidade, na faixa de 500 TR (1758 kW) [Springer Carrier].

Além dos processos industriais, grandes instalações comerciais como, por exemplo, hotéis e *shopping centers* também necessitam de sistemas de ar condicionado de grande porte. Estes sistemas possuem alta vazão de ar e grandes compressores. Dependendo do sistema selecionado e dos aspectos considerados no projeto de instalação, o elevado nível de ruído

gerado por estes equipamentos pode causar vários aborrecimentos, incluindo disputas judiciais que envolvem altos numerários.

1.1 Objetivos

O objetivo desta dissertação é fornecer subsídios de ordem prática a engenheiros, projetistas e arquitetos para que possam selecionar os sistemas de ar condicionado mais indicados a cada situação e para que estes sejam instalados da melhor maneira, evitando problemas relacionados ao ruído gerado pelos equipamentos. Para os casos em que não foi possível aplicar os conceitos propostos ou em que já exista algum inconveniente gerado pelo alto nível de ruído destas máquinas, são apresentados métodos para atenuação de ruído, seja pelo afastamento da máquina do reclamante ou pela instalação de atenuadores de ruído.

1.2 Motivação

Em alguns casos, soluções em refrigeração são vendidas sem o projeto de instalação do equipamento adequadamente desenvolvido pelo respectivo canal de vendas. Após o início de operação o comprador passa a conviver em conflito com a comunidade ou com seus próprios clientes.

Há notícias de vários casos judiciais, envolvendo elevados montantes financeiros. Os atingidos pelo alto nível de ruído gerado por determinados sistemas de refrigeração, doravante denominados de reclamantes, tem o seu direito à tranqüilidade assegurado, o que pode levar ao desligamento de grandes equipamentos de refrigeração essenciais para o conforto de grandes estabelecimentos ou para processos industriais que necessitem de refrigeração.

A figura 1.1 mostra uma central de ar condicionado, nas proximidades de um hotel de elevado padrão em Manaus/AM. É possível perceber que toda fachada está próxima dos *chillers*. A solução acústica adotada foi a instalação de janelas especiais e de alto custo em todos os apartamentos dos mais de 15 andares. Entretanto, como a fonte não foi tratada, o ruído perturba os hóspedes nas áreas livres e piscinas do térreo.

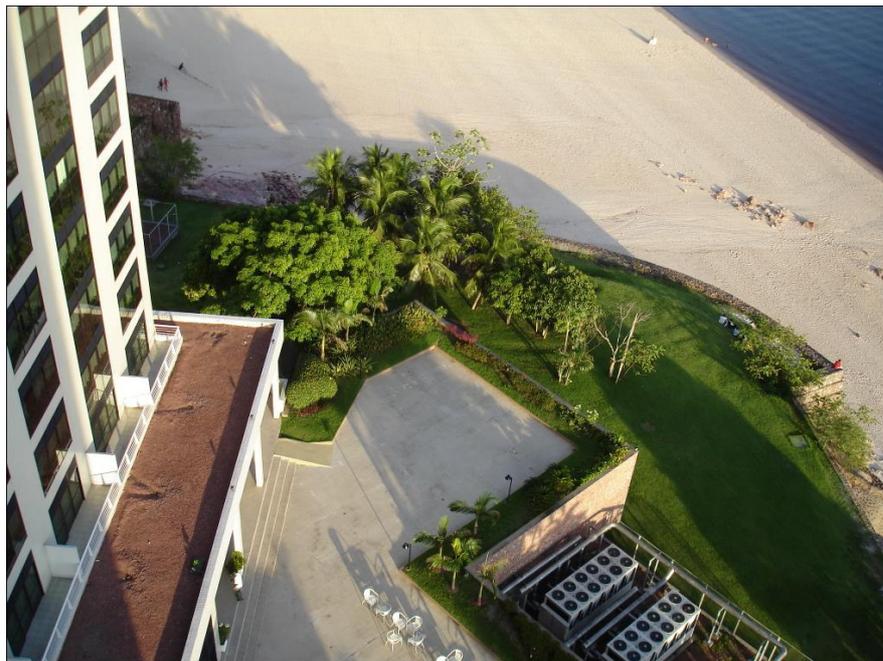


Figura 1.1 – Central de ar condicionado utilizado em hotel de grande porte

Os grandes fabricantes de equipamentos de refrigeração possuem tecnologia e *know-how* suficientes para desenvolver máquinas com níveis de ruído bem inferiores aos atuais, entretanto o custo do produto seria muito maior. Uma das possibilidades seria a utilização de um número maior de ventiladores, cada qual com baixa vazão e ruído, o que implicaria em considerável aumento no tamanho dos trocadores de calor, compostos basicamente por cobre e alumínio, *commodities* de alto custo e com crescente valorização no mercado. Na atual conjuntura, cabe ao instalador uma atenção especial no projeto de instalação a fim de evitar futuros transtornos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Som

O som se caracteriza por flutuações de pressão em um meio compressível. No entanto, não são todas as flutuações de pressão que produzem a sensação de audição quando atingem o ouvido humano. A sensação só ocorrerá quando a amplitude destas flutuações e a frequência com que elas se repetem estiver dentro de determinada faixa de valores. Desta forma, flutuações de pressão com amplitudes inferiores a certos mínimos não serão audíveis (limiar da audição), como também, ondas de nível alto, tais como nas proximidades de turbinas à gás e mísseis, podem produzir uma sensação de dor ao invés de som. Pode-se assumir que ruído é todo e qualquer som não agradável [Gerges, 2000].

O som é uma forma de energia que é transmitida pela colisão das moléculas do meio, umas contra as outras, sucessivamente. Portanto, pode ser representado por uma série de compressões e rarefações do meio em que se propaga, a partir da fonte sonora [Gerges, 2000].

Teoricamente o som se propaga em forma de ondas esféricas a partir de uma fonte pontual. Duas situações podem dificultar este modelo simples: a presença de obstáculos na trajetória de propagação e em campo aberto, a não uniformidade do meio, causada por ventos e/ou gradientes de temperaturas [Gerges, 2000].

Um longo tempo de exposição a um nível de ruído alto pode causar sobrecarga do coração causando secreções anormais de hormônios e tensões musculares. O efeito destas alterações aparece em forma de mudanças de comportamento, tais como nervosismo, fadiga mental, frustração, prejuízo no desempenho do trabalho, provocando também altas taxas de ausência no trabalho. Existem queixas de dificuldades mentais e emocionais que aparecem como irritabilidade, fadiga e mal-ajustamento em situações diferentes e conflitos sociais entre operários expostos ao ruído [Gerges, 2000].

O ouvido humano responde a uma larga faixa de intensidade acústica, desde o limiar da audição até o limiar da dor. Por exemplo, a 1000Hz a intensidade acústica capaz de causar a sensação de dor é 10^{12} vezes a intensidade acústica capaz de causar a sensação de audição. É visível a dificuldade de se expressar em números de ordem de grandeza tão diferentes numa mesma escala linear, portanto usa-se a escala logarítmica, representada pelo decibel (dB). Um valor de divisão adequado a esta escala é o \log_{10} , sendo que a razão das intensidades do exemplo acima seria representada por \log_{10}^{12} , ou 12 divisões de escala. Portanto, um decibel corresponde

a $10^{0,1}=1,26$, ou seja, é igual a variação na intensidade de 1,26 vezes. Uma mudança de 3 dB corresponde a $10^{0,3}=2$, ou seja, dobrando-se a intensidade sonora tem-se apenas um acréscimo de 3 dB [Gerges, 2000].

Outro aspecto importante da escala dB é que ela apresenta uma correlação com a audibilidade humana, muito melhor que a escala absoluta (Pa). Um (1) dB é a menor variação que o ouvido humano pode perceber. Um acréscimo de 6 dB no nível de pressão sonora equivale a dobrar a pressão sonora [Gerges, 2000].

No estudo do som em ar condicionado as propriedades mais importantes são a pressão e a potência sonora. Enquanto as variações de pressão produzidas na atmosfera por uma fonte podem ser medidas diretamente, a potência sonora não pode. Ela deve ser calculada a partir da pressão sonora, conhecendo-se as características da fonte e a influência do ambiente onde se encontra a fonte [Gerges, 2000].

A pressão sonora é o que efetivamente aciona o mecanismo auditivo, sendo utilizada para estudar o efeito fisiológico do som no ouvido humano. A potência, por sua vez, é utilizada para especificar o som gerado por um dado equipamento. Enquanto a pressão sonora é uma perturbação audível da atmosfera, cuja intensidade é influenciada pelo ambiente e a distância da fonte, a potência sonora é essencialmente uma característica de uma fonte e representa a quantidade de energia acústica presente nela. A pressão sonora é medida em pascal (Pa) enquanto que potência é medida em watt (W) [Gerges, 2000].

Um meio de analisar o ruído medido é a utilização de filtros, que são utilizados tanto para determinação de níveis quanto para diagnóstico. Os filtros mais comuns são curva de ponderação “A”, filtros de banda de oitava e de 1/3 de oitava. Ainda há alguns analisadores de ruído que vêm com filtros eletrônicos para bandas mais estreitas como 1/12 e 1/24 de oitava [Gerges, 2000].

O ouvido humano é mais sensível às altas frequências do que às baixas. Esta sensibilidade, em função da frequência, varia também de acordo com a intensidade do som. No caso de sons na faixa de 70 a 80 dB, o ouvido humano tem uma resposta mais achatada, ou seja, não há tanta variação da percepção com a frequência. No caso de sons de menor intensidade, 40 dB, por exemplo, o ouvido humano é muito mais sensível a sons na faixa de frequência de 1 a 4 kHz. A curva de ponderação “A”, da figura 2.1, busca aproximar esta resposta do ouvido humano, atenuando os sons de baixa frequência e aceitando sons de média e alta frequência com pouca ou até sem atenuação [Gerges, 2000].

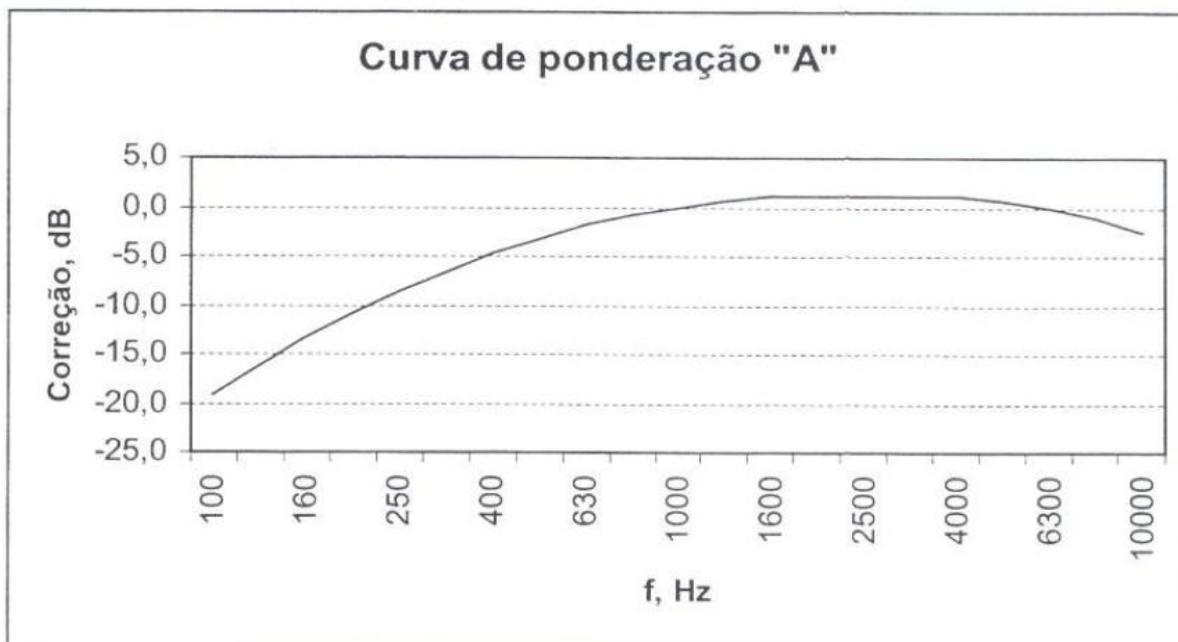


Figura 2.1 – Curva de ponderação “A” que reflete a resposta do ouvido humano

Nos filtros de bandas de frequências por conveniência, o espectro audível é dividido em bandas de frequências, cada uma sendo uma faixa contínua de frequências identificada por uma frequência central. Por exemplo, nas oitavas, a frequência mais alta de cada banda é o dobro da mais baixa. A largura de banda de um filtro de oitava é de aproximadamente 70% da frequência central. A fim de se ter uma melhor definição de tons no espectro, cada oitava pode ser dividida em faixas de frequências menores. As padronizações são 1/3, 1/12 e 1/24, sendo que, em cada uma, as oitavas são divididas em 3, 12 e 24 vezes, respectivamente, aumentando a definição e diminuindo a “largura” da faixa em análise. As bandas de frequência são obtidas utilizando-se filtros eletrônicos do tipo passa-banda, os quais admitem frequências dentro de sua faixa de aplicação e rejeitam as demais [Gerges, 2000]. A tabela 2.1 a seguir mostra os níveis de correção utilizados por bandas de frequência de oitava e 1/3 de oitava.

Tabela 2.1 – Níveis de correção da curva de ponderação “A”

Frequência central da banda de oitava	Frequência central da banda de 1/3 de oitava	Correção de dB linear para dB (A)
125 Hz	100	- 19,1
	125	- 16,1
	160	- 13,4
250 Hz	200	- 10,9
	250	- 8,6
	315	- 6,6
500 Hz	400	- 4,8
	500	- 3,2
	630	- 1,9
1000 Hz	800	- 0,8
	1000	0
	1250	+ 0,6
2000 Hz	1600	+ 1
	2000	+ 1,2
	2500	+ 1,3
4000 Hz	3150	+ 1,2
	4000	+ 1
	5000	+ 0,5
8000 Hz	6300	- 0,1
	8000	- 1,1
	10000	- 2,5

2.2 Silenciadores resistivos

Os silenciadores resistivos consistem em duto circular ou retangular revestido internamente com materiais de absorção acústica, além de, em alguns casos, haver a presença de células divisoras paralelas do mesmo material. A presença das células divisoras tem por objetivo colocar a maior parte da energia sonora em contato com os materiais absorventes [Gerges, 2000].

De acordo com Gerges, 2000 a eficiência de um silenciador resistivo depende dos seguintes fatores:

- Características acústicas dos materiais do revestimento usado e sua fixação e proteção.
- Espessura e comprimento dos materiais absorventes utilizados.
- Formas e dimensões dos espaços de passagem de ar.

Nas frequências onde a largura do duto (ou raio) é menor do que um quarto do comprimento da onda acústica (somente existem ondas planas), a redução da pressão acústica quadrada é dada por:

$$(\Delta p)^2 = ke^{\alpha x} \quad (1)$$

onde:

k é uma constante;

α é o coeficiente de absorção sonora dos materiais de revestimento;

x é o comprimento dos materiais.

Então, a atenuação AT em dB por metro [dB/m] é dada por:

$$AT = 10 \alpha \log e = 4,34\alpha \quad (2)$$

Nesta equação foram consideradas apenas ondas acústicas planas, sem reflexão. Na prática, entretanto, existem ondas incidentes, ondas refletidas e ondas transversais no duto.

Portanto, deve-se usar a seguinte equação de Sabin:

$$AT = 1,05 \times \alpha^{1,4} \times (De / S) \quad [\text{dB/m}] \quad (3)$$

Sendo AT a atenuação obtida em decibel por metro de comprimento de duto ou atenuador, α o coeficiente de absorção acústica do material para cada frequência, De o perímetro de material absorvente e S a área de seção interna. A equação (3) mostra que a atenuação é linearmente proporcional ao comprimento dos materiais usados. A equação (2) mostra que a atenuação em dB é linearmente proporcional ao comprimento dos materiais usados e ao coeficiente de absorção.

Hipóteses da equação (3):

- a relação entre altura e largura deve estar entre 1 e 2;
- a menor largura deve estar entre 15 e 50 cm;
- o coeficiente de absorção (α) deve ser menor ou igual a 0,8;
- precisão esperada é de 10%;
- se o duto for revestido nos 4 lados, a atenuação é obtida através da soma aritmética das atenuações de cada par de paredes.

3. HISTÓRICO

Willys Carrier desenvolveu em 1902 o primeiro processo mecânico que permite retirar calor do ar. Em 1914, Carrier produziu a primeira unidade condicionadora de ar para atender os problemas específicos de uma empresa gráfica, chamada Sackett-Wilhelms Lithography and Publishing Co., situada em Nova York, nos Estados Unidos. Esta empresa estava tendo problemas com trabalhos de impressão durante os meses quentes de verão. O papel, absorvendo umidade do ar, estava se dilatando, o que gerava imagens borradas ou escuras. Carrier desenvolveu uma máquina que fazia circular o ar por dutos artificialmente resfriados. Este processo, que controlava a temperatura e umidade, foi o primeiro exemplo de condicionamento de ar contínuo por processo mecânico [Springer Carrier, 1990].

Em 1914 foi realizada a primeira aplicação residencial de sistema de ar condicionado em uma mansão localizada na cidade de Minneapolis, EUA. No mesmo ano, também foi concluída a primeira instalação hospitalar de um sistema de ar condicionado. O sistema, instalado em um berçário de partos prematuros no Pittsburgh's Allegheny General Hospital (figura 3.1), introduzia umidade extra no ambiente do berçário, ajudando a reduzir a mortalidade infantil causada por desidratação [Springer Carrier, 1990].

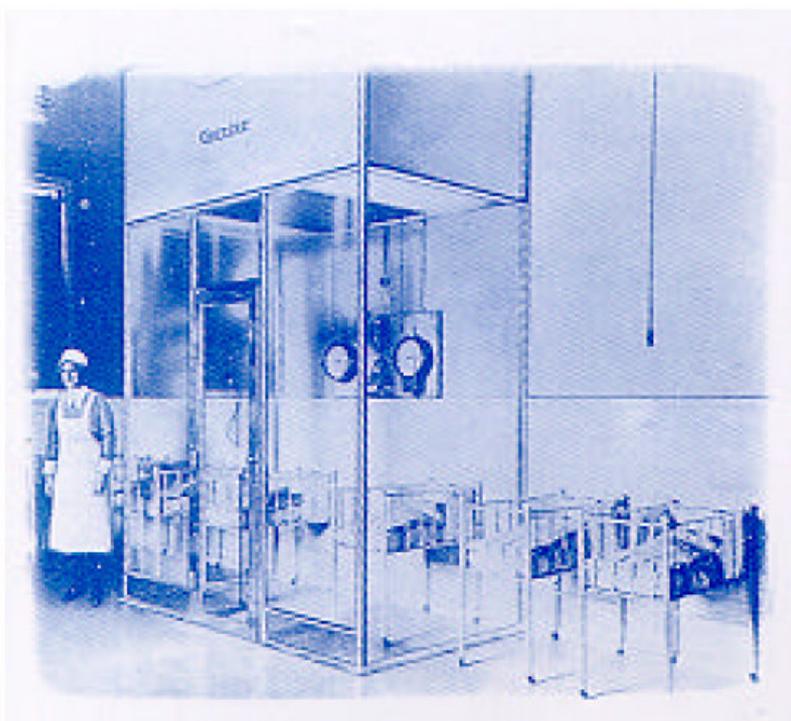


Figura 3.1 - Berçário do Pittsburgh's Allegheny General Hospital

Na década de 20, foi desenvolvido o Dilene, fluido refrigerante que substituiu a amônia nos sistemas condicionadores de ar. O ar condicionado tornou-se mais acessível ao público, sendo instalados sistemas condicionadores de ar em cinemas, teatros, lojas de departamentos e prédios públicos dos Estados Unidos, inclusive o Senado Americano em 1928 e os escritórios executivos da Casa Branca em 1930 [Springer Carrier, 1990].

Os vagões da ferrovia B&O foram os primeiros veículos de passageiros a possuírem condicionadores de ar, em 1930. Também nos anos 30, Carrier desenvolveu um sistema que viabilizou o ar condicionado em arranha-céus. A distribuição de ar em alta velocidade, através de dutos “*Weathermaster*”, criada em 1939, economizava mais espaço que os sistemas utilizados na época [Springer Carrier, 1990].

No final da década de 30, foi desenvolvido um fluido refrigerante não inflamável – o freon, que tornou as unidades condicionadoras de ar mais seguras, baratas e possibilitou o desenvolvimento de máquinas com menores capacidades. Com isso surgiram as primeiras unidades condicionadoras de ar residenciais [Springer Carrier, 1990].

Durante a década de 40, pequenos estabelecimentos comerciais passaram a utilizar condicionadores de ar, tendo esses ainda custo muito alto para a aplicação residencial. Somente nos anos 50, iniciou-se a produção em massa de unidades relativamente eficientes para aplicações residenciais, tornando-as acessíveis aos consumidores de classe média dos Estados Unidos. Estas unidades foram os primeiros aparelhos condicionadores de ar individuais fabricados. Na figura 3.2, uma foto publicitária de um dos primeiros modelos produzidos em série [Springer Carrier, 1990].



Figura 3.2 – Foto publicitária de um dos primeiros modelos produzidos em série

4. LEGISLAÇÃO

A avaliação dos impactos ambientais gerados pela fonte de ruído em questão depende da legislação aplicada. Pode-se citar a legislação aplicada em Porto Alegre como uma das mais rígidas em âmbito nacional, de acordo com as pesquisas realizadas no decorrer deste trabalho. A Secretaria do Meio Ambiente (SMAM) de Porto Alegre fixa como tolerância máxima, o aumento de cinco (5) decibéis em relação ao ruído de fundo. O ruído de fundo é medido na residência ou estabelecimento do reclamante no horário mais crítico - geralmente durante a madrugada quando os ruídos do trânsito e demais ruídos urbanos são menores - com a fonte de ruído em questão desligada. Após a medição, a fonte é ligada e realiza-se novamente a medição. A diferença entre os valores medidos nos dois momentos deve ser inferior a cinco decibéis, para que a utilização da fonte geradora seja permitida. Assim sendo, o ruído máximo permitido, gerado por equipamentos ou casas noturnas, depende da região em que estão situados.

Em âmbito nacional, os níveis de conforto acústico seguem as recomendações da NBR 10152, mostrados na tabela 4.1 a seguir. Para cada ambiente são determinados níveis de ruído que classificam o ambiente como confortável ou não. Essas faixas de valores dependem da localização do ambiente, de como é ocupado ou utilizado, se existem máquinas ou equipamentos, etc.

Tabela 4.1 – Valores recomendados pela NBR 10.152

Locais	dB(A)
Hospitais	
Departamentos, enfermarias, centros cirúrgicos	35 - 45
Laboratórios, áreas para uso do público	40 - 50
Serviços	45 - 55
Escolas	
Bibliotecas, salas de música, salas de descanso	35 - 45
Salas de aula, laboratórios	40 - 50
Circulação	45 - 55
Hotéis	
Apartamentos	35 - 45
Restaurante, salas de estar	40 - 50
Portaria, recepção, circulação	45 - 55
Residências	
Dormitórios	35 - 45
Salas de estar	40 - 50
Auditórios	
Salas de concertos, teatros	30 - 40
Salas de conferências, cinemas e de uso múltiplo	35 - 45
Restaurantes	40 - 50
Escritórios	
Salas de reunião	30 - 40
Salas de gerência, projetos e administração	35 - 45
Salas de computadores	45 - 65
Salas de mecanografia	50 - 60
Igrejas e templos (cultos meditativos)	40 - 50
Locais esportivos	
Pavilhões fechados para espetáculos e atividades esportivas	45 - 60

5. PROPAGAÇÃO DO SOM

Existem vários modelos teóricos para calcular a redução do nível de pressão sonora em função do afastamento da fonte de ruído. Entretanto, a aplicação destes modelos depende de uma prévia classificação da fonte, como pontual ou linear, por exemplo, e do meio onde a fonte está instalada, não sendo possível apresentar uma solução genérica.

Na figura 5.1 tem-se o modelo proposto por Beranek, 1991, onde a atenuação de ruído em função da distância, em ambientes abertos, é representada pela curva $R = \infty$. O valor de R deve ser calculado no caso de instalações em ambientes fechados (sem aplicação neste trabalho), sendo R uma função da área das paredes, volume do ambiente, coeficiente de absorção das superfícies e fator de diretividade da fonte.

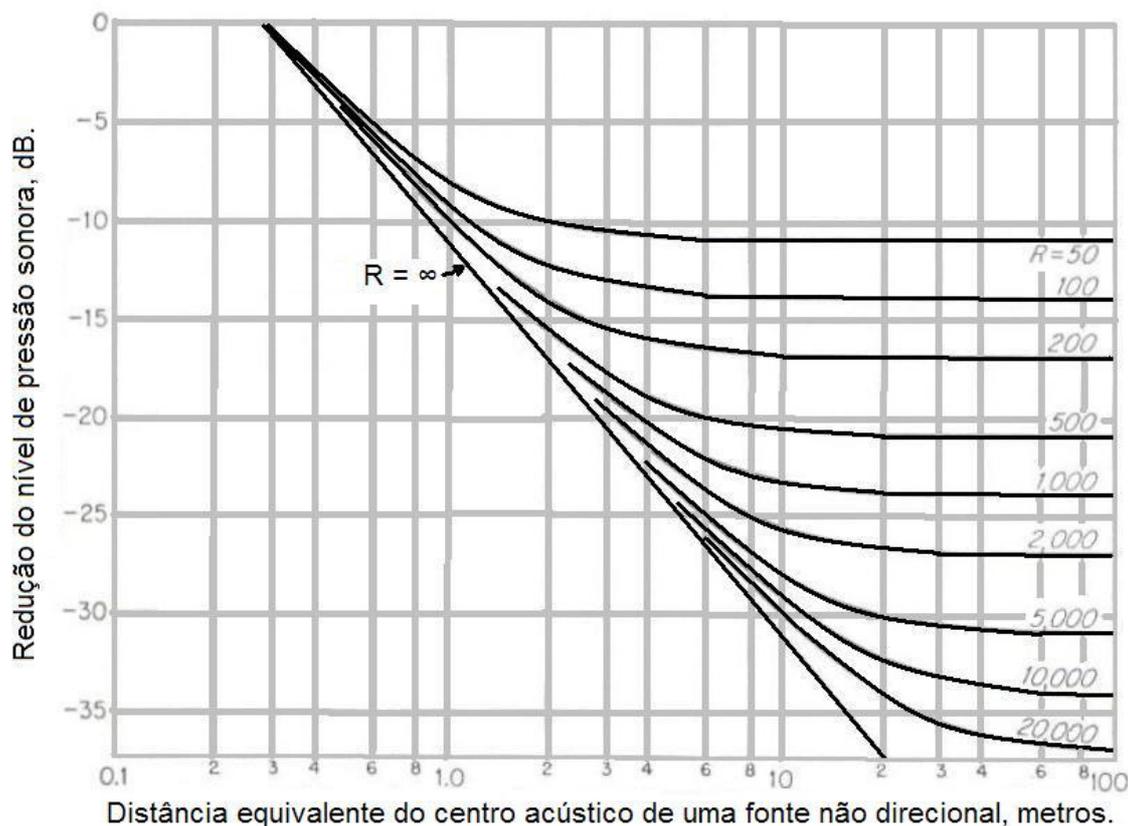


Figura 5.1 – Modelo de Beranek para redução do nível de ruído em função da distância

Com o objetivo de ilustrar a redução do nível de pressão sonora em função da distância em uma aplicação real, instalou-se um protótipo em um local que pode representar várias situações reais encontradas em campo, estando o protótipo sobre um piso de concreto, a 3

metros de distância de uma parede de tijolos à vista e de uma porta metálica e a 3 metros de um depósito.

O protótipo representa o condensador e o sistema de ventilação de um *chiller*, visto que representa a maior parte do ruído gerado por este tipo de máquina com compressores *scroll*. Neste protótipo (figura 5.2) tem-se além do trocador de calor de aproximadamente 3 metros de largura, um moto-ventilador original e outro ventilador com atenuação de ruído.



Figura 5.2 – Protótipo utilizado na medição do nível de ruído em função da distância

Foram realizadas medições de ruído afastando-se do protótipo em direção ao local de onde esta foto foi registrada. Foram medidos os níveis de pressão sonora, de 1 a 20 metros de afastamento, a cada metro.

Cada ventilador do protótipo foi analisado separadamente. Na figura 5.3 o ventilador situado ao lado direito da foto foi denominado “original”. Ao ventilador do lado esquerdo denominou-se “atenuador”, por utilizar um ventilador com atenuação de ruído.

Os níveis de ruído das duas fontes são diferentes; no gráfico compara-se apenas a redução do nível de ruído com a distância. Os valores de atenuação obtidos são diferentes em função dos diferentes formatos das fontes de ruído; o motor e ventilador do lado direito estão

expostos, mais próximos do modelo teórico que trata a propagação do som como forma de ondas esféricas a partir de uma fonte pontual.

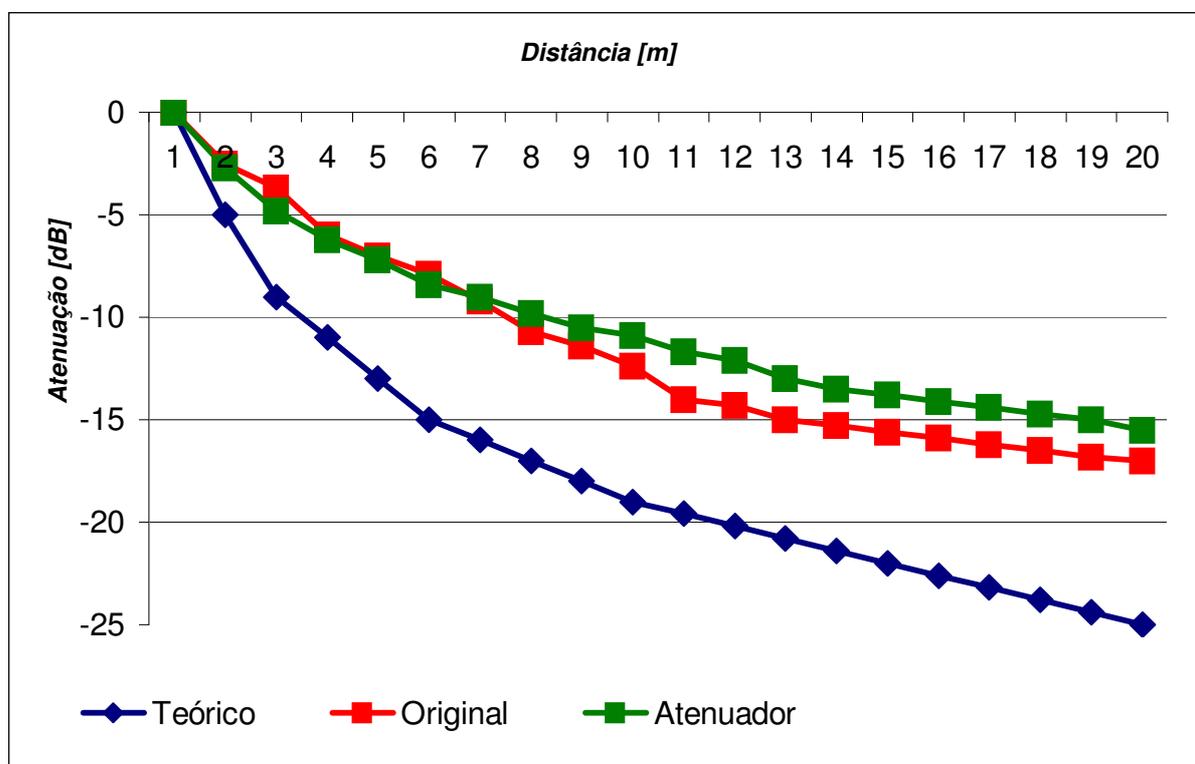


Figura 5.3 – Atenuação de ruído em função da distância. Modelo teórico versus protótipo

Na figura 5.3, verifica-se considerável variação entre o modelo teórico e as medições realizadas. Esta variação é justificada pela presença de paredes nas proximidades do protótipo que servem como superfícies reflexivas às ondas geradas pelas fontes (motor e ventilador). Assim, a redução do nível de pressão sonora em função da distância seria menor, estimada em até três decibéis, se houvesse mais uma parede atrás do protótipo que aumentaria a reflexão em direção do ponto de medição. Por outro lado, a fixação de materiais absorventes nas superfícies reflexivas tende a incrementar a atenuação em até três decibéis (valor de referência) em cada superfície tratada: piso e paredes laterais, o que aproximaria o resultado teórico do obtido nos experimentos.

As medições de ruído neste trabalho foram realizadas utilizando um sonômetro, modelo Quest Technologies 2800, classe 2. Quando necessário aplicou-se o filtro de oitavas OB-100, nas frequências de 31,5, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 e 16000 Hz. Foi observada a distância de 1 metro do equipamento em análise e 1 metro do chão, além do afastamento de paredes e cantos para evitar reflexões.

6. TORRES DE RESFRIAMENTO

Em instalações onde o baixo ruído gerado é fundamental, geralmente são aplicados *chillers* com condensação à água, tornando possível o total enclausuramento do mesmo em casa de máquinas. O calor é retirado do condensador através de um segundo circuito hidráulico e, após, rejeitado ao ambiente externo através de torres de resfriamento. Nas torres, a água é distribuída a partir da parte superior e recolhida na parte inferior, sendo que é utilizado um grande fluxo de ar em sentido contrário para aumentar a troca de calor entre a água quente vinda do *chiller* e o ambiente externo.

Na figura 6.1 apresentam-se algumas torres de resfriamento. Cada torre atende até 30 toneladas de capacidade de refrigeração (105 kW). Assim, para capacidades maiores é necessário agrupar várias torres.



(a)



(b)

Figura 6.1 – Três torres de resfriamento (a) e nove torres de resfriamento (b)

Na tabela 6.1 apresentam-se os valores de pressão sonora para cada torre de resfriamento de acordo com a distância entre a torre e o receptor. O padrão Standard opera com ventilador axial em alta rotação (20 Hz ou 1200 RPM) e motor de 6 pólos. A rotação é reduzida (12 – 15 Hz) através de motores de 8 ou 10 pólos nas unidades classificadas como Silenciosas. Evidentemente, a redução de vazão reduz a capacidade de resfriamento. As unidades classificadas como Super Silenciosas utilizam ventiladores do tipo centrífugo. Os níveis de pressão sonora e demais informações sobre os modelos foram fornecidos por empresas do ramo.

Tabela 6.1 – Variação do nível de ruído gerado pelas torres de resfriamento em função da distância

	0 a 3 m	3,1 a 6 m	6,1 a 9 m	9,1 a 12 m
Standard	85 dB	79 dB	74 dB	70 dB
Silenciosa	78 dB	71 dB	66 dB	61 dB
Super Silenciosa	67 dB	59 dB	55 dB	52 dB

7. PROJETOS DE ATENUADORES DE RUÍDO

O projeto de instalação de grandes equipamentos de refrigeração deve levar em conta o equipamento mais adequado à aplicação, analisando se a melhor opção é a utilização de *chiller* com condensação à água, enclausurado em casa de máquinas ou *chiller* com condensação a ar, instalado com o devido distanciamento a fim de evitar problemas gerados pelos equipamentos. Em casos críticos, mesmo com um projeto de instalação bem estruturado, tem-se além da pequena distância entre as fontes sonoras e a comunidade, um baixo nível de ruído de fundo. Para estas aplicações torna-se necessário a utilização de atenuadores de ruído.

7.1 Limitações à utilização de atenuadores de ruído

A principal limitação imposta à utilização de atenuadores de ruído é a manutenção da vazão de ar, indispensável para manter os parâmetros de operação do ciclo de refrigeração dentro da normalidade. Perdas de vazão no condensador resultam em diminuição na capacidade de refrigeração e eficiência do sistema, aumentando consideravelmente o consumo de energia elétrica e pressões de operação, que em casos extremos levam ao colapso dos compressores. Na figura 7.1 mostra-se um grande duto de 3,8 metros de extensão, construído na Colômbia, para tratamento acústico dos ventiladores, que elevou de tal forma as pressões de operação a ponto de quebrar os compressores após dois anos de funcionamento [Lagemann, 2003].

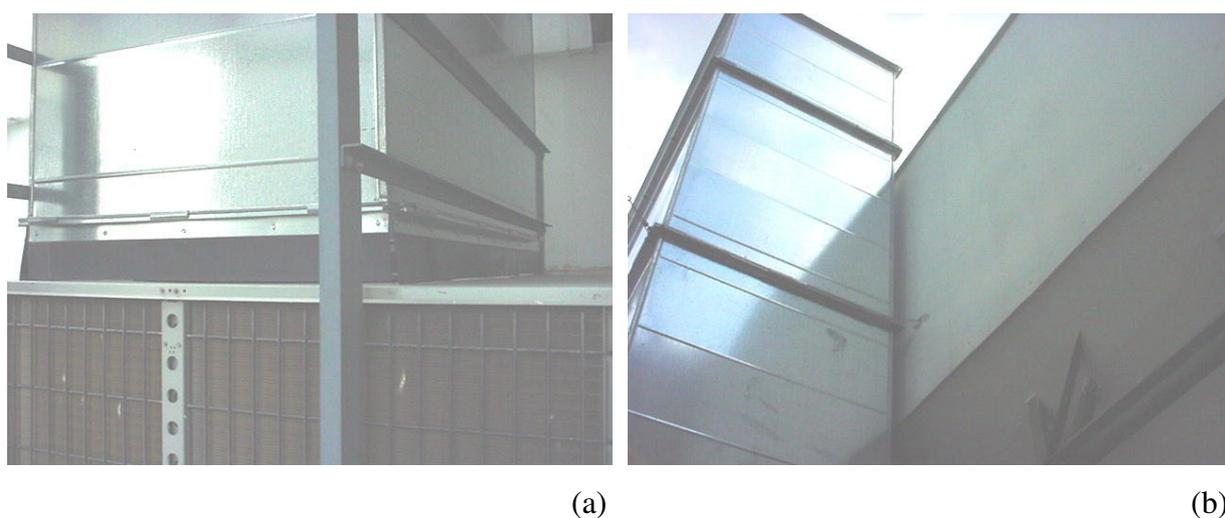


Figura 7.1 – Duto de 3,8 metros na descarga dos ventiladores [Carrier Colômbia]

Além da análise financeira, essencial para a viabilidade de qualquer projeto, é necessário projetar um sistema compacto que possa ser instalado no espaço físico disponível nas instalações de campo, sem gerar necessidade de reformulação da estrutura das máquinas e troca de componentes [Lagemann, 2003].

Grande parte dos *chillers* são utilizados ininterruptamente em aplicações comerciais de grande porte (conforto térmico em *shopping centers*, supermercados, aeroportos e hotéis) e em processos industriais (controle de temperatura e umidade, resfriamento de moldes, indústria alimentícia, etc). Nestas aplicações, os *chillers* devem estar sempre em perfeitas condições de operação, uma vez que o mau funcionamento ou interrupção do funcionamento causam grandes prejuízos. Neste caso, as manutenções preventivas e preditivas são essenciais. Como atividades das manutenções preventivas, pode-se citar a limpeza periódica dos trocadores de calor - os evaporadores utilizados são do tipo casco e tubo ou placas; os condensadores do tipo casco e tubo ou aletados - troca dos filtros secadores e acompanhamento dos parâmetros de funcionamento do sistema. Parâmetros de vibração dos compressores e resistência elétrica das bobinas dos motores dos compressores e motores dos ventiladores são avaliados nas manutenções preditivas. Diante do exposto, verifica-se a necessidade do fácil acesso aos equipamentos e seus sistemas, pré-requisito que dificulta muito o projeto e aplicação de atenuadores de ruído.

7.2 Avaliação das fontes de ruído

A importância de cada componente – ventilador ou compressor – foi verificada na partida de um *chiller* com condensação a ar e capacidade nominal de 80 toneladas de refrigeração (281 kW), modelo este com grande demanda no mercado. Este equipamento é composto por 6 compressores do tipo *scroll* e 4 ventiladores [Lagemann, 2003].

Em uma ambiente de teste de sistemas de refrigeração de *chillers*, sem tratamento acústico e com baixo ruído de fundo (inferior a 50 decibéis), após a partida do primeiro componente (primeiro compressor) mediu-se 73 dB(A). A partir do momento em que o primeiro ventilador foi acionado obteve-se 79 dB(A). Após isso, com dois compressores e um ventilador ligados, mediu-se 79,8 dB(A). Em seguida, com o funcionamento de dois compressores e dois ventiladores, o nível de pressão sonora elevou-se a 82,8 dB(A). A partir dos dados expostos, verifica-se a importância majoritária do ruído gerado pelos ventiladores na composição do ruído gerado pelos *chillers* com compressores *scroll* [Lagemann, 2003].

Na figura 7.2, tem-se a representação de um *chiller* com condensação a ar. O ar é succionado pelas laterais, na direção dos aletados, passa pelos ventiladores, sendo descarregado em sentido vertical ascendente [Lagemann, 2003].

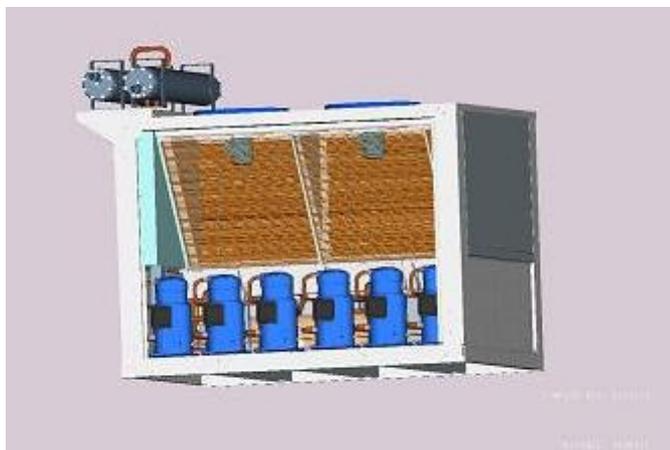


Figura 7.2 – Representação de um *chiller* com condensação a ar

O conceito proposto por Lagemann, 2003 (figura 7.3) foi a instalação de dutos na descarga dos ventiladores e células de atenuação paralelas compostas por lã de rocha e estruturadas por chapas de aço, na tomada de ar. Nos testes, através da variação do espaçamento entre as células, verificou-se a melhor relação entre atenuação de ruído e perda de vazão de ar.

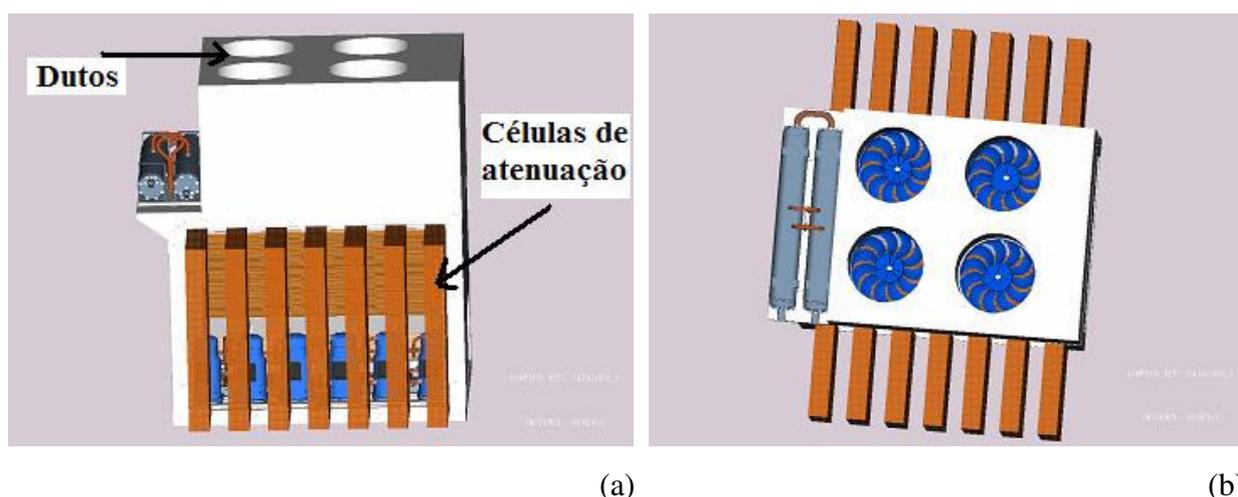


Figura 7.3 – Conceito proposto por Lagemann, 2003 (a) e vista superior (b)

Este conceito foi testado através da construção de um protótipo (figura 7.4), composto por dois trocadores de calor e um ventilador, utilizado no condensador de um *chiller*.

Apenas para ilustrar as dimensões do protótipo, colocou-se um gabinete de um aparelho de ar condicionado de janela de 7500 Btu/h (2,2 kW) sobre a estrutura do protótipo [Lagemann, 2003].

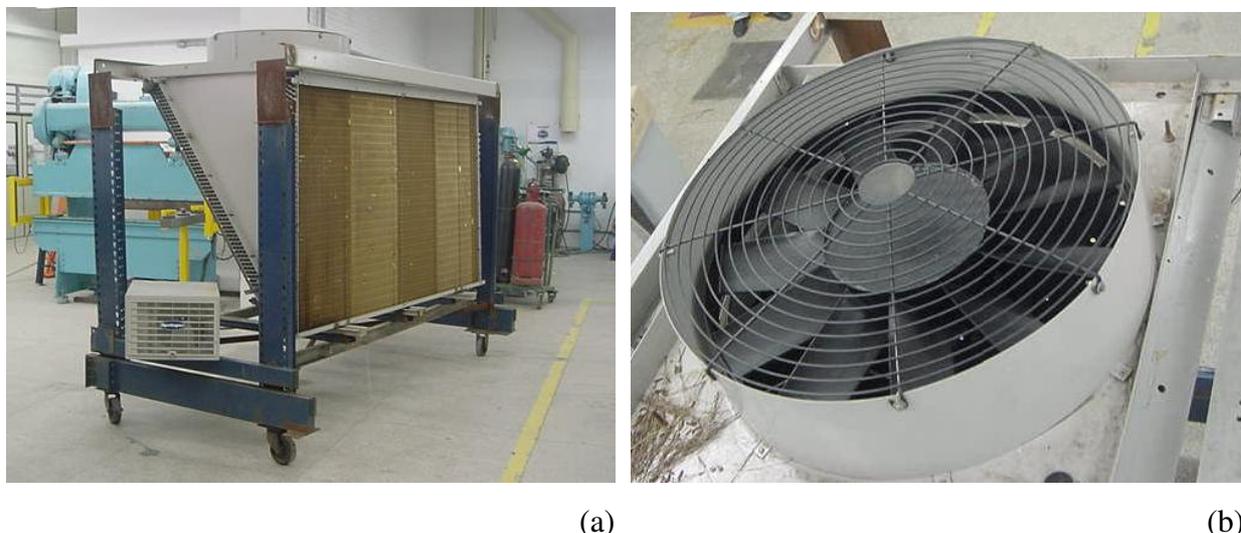


Figura 7.4 – Protótipo utilizado por Lagemann, 2003 (a) e vista superior do protótipo (b)

Na figura 7.5 (a) a seguir, têm-se células de atenuação montadas perpendiculares ao condensador, porém afastadas do mesmo, evitando a perda de área de troca de calor. As células de atenuação são compostas por duas camadas de 50 mm de lã de rocha envoltas em uma tela polimérica fina, sendo estruturadas por chapas com perfil “U”. Neste experimento foram realizadas medições de ruído e vazão de ar variando a quantidade de células de atenuação na tomada de ar do condensador. Obteve-se a vazão de ar do ventilador através da soma das vazões dos dois aletados, que possuem as mesmas dimensões: 1300mm de altura e 1130 mm de largura. Assim, os aletados foram divididos em 42 regiões, ou seja, 7 posições de altura e 6 de largura, distanciadas entre si em 185 mm. É importante ressaltar que a entrada de ar ocorre somente através dos aletados. As medições de vazão foram realizadas através de um anemômetro digital de hélice encostado nos aletados apoiado através de uma barra de 1,5 m, para que não haja interferência na vazão. O anemômetro utilizado foi calibrado em laboratório certificado, com erro de $\pm 2\%$, dentro da faixa de operação de 0,4 a 30 m/s. Adiciona-se ao erro proveniente do instrumento de medição os erros de paralaxe e provenientes de eventuais amassamentos nos aletados [Lagemann, 2003].

O duto utilizado na descarga do ventilador, figura 7.5 (b), é composto por chapa com cerca de 70% da face perfurada, calandrada em formato circular envolta por uma camada de 50 mm de lã de rocha fixa por tela polimérica fina [Lagemann, 2003].

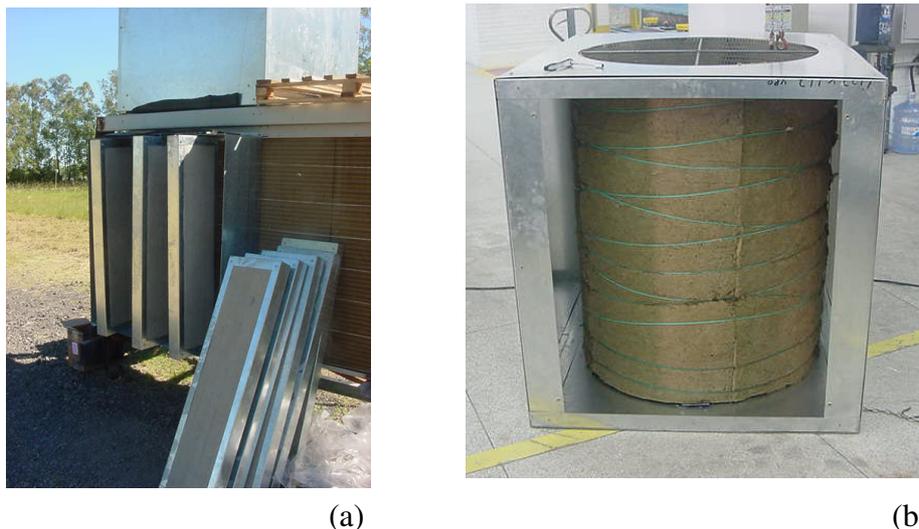


Figura 7.5 – Células de atenuação (a) e duto para atenuação da descarga (b)

A análise dos testes realizados mostrou que a melhor configuração testada apresentou atenuação de 9,5 dB e perda de vazão de 3%. A influência da redução de vazão de ar no condensador foi examinada através de uma simulação utilizando o programa IPM (*Integrated Product Modeling*) criado e utilizado unicamente pelas engenharias da Carrier no desenvolvimento dos sistemas de refrigeração. Este programa leva em conta os parâmetros dimensionais dos componentes mecânicos (evaporador, condensador, dispositivo de expansão, compressor e acessórios), pressões e temperaturas em vários pontos do sistema de refrigeração, temperaturas dos ambientes onde o equipamento está operando, curvas de operação do compressor e ventiladores e interação entre os componentes. Na figura 7.6 a seguir mostra-se a interface gráfica do programa IPM. Na simulação, a perda de vazão foi extrapolada para 5% considerando um *chiller* de média capacidade (150 TR – 528 kW). Como resultado, obteve-se perda de 0,4% na capacidade de refrigeração, aumento de consumo elétrico de 1,5% e diminuição de 0,5°C na temperatura máxima externa de operação do equipamento, sendo originalmente de 46°C. A relação entre a capacidade e o consumo na mesma unidade de medida (watt) é denominada COP e foi reduzida em 1,87 % neste caso [Lagemann, 2003].

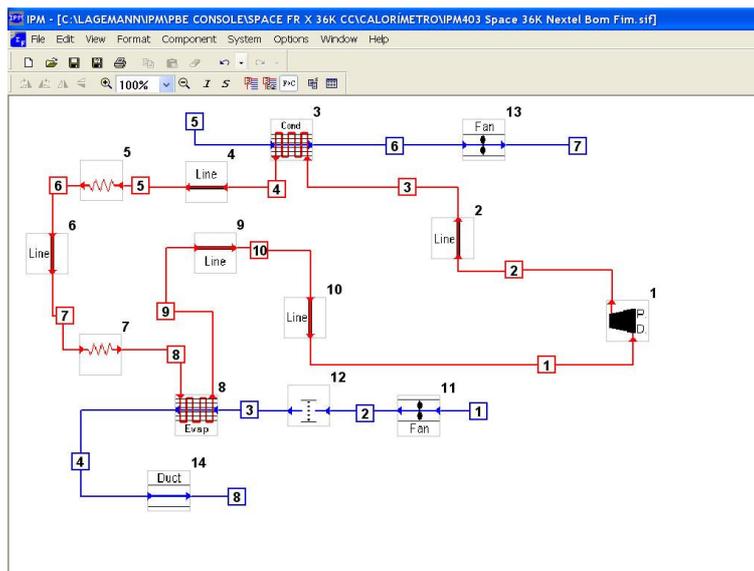


Figura 7.6 – Tela do IPM

No equacionamento utilizado para o dimensionamento dos atenuadores, verifica-se que a atenuação depende da profundidade das células de atenuação e dutos. Sendo a atenuação calculada em dB/m, estima-se obter resultados de atenuação lineares com o aumento da profundidade dos atenuadores.

Através dos testes com o protótipo, ficou evidenciada a necessidade de tratar simultaneamente a tomada de ar e a descarga dos ventiladores. Em duas instalações visitadas em Fortaleza/CE este aspecto não foi observado. Em ambos os casos, o ruído medido nas proximidades das máquinas é similar ao encontrado em máquinas originais. Além da atenuação de ruído insatisfatória, verificou-se a grande perda de carga imposta aos sistemas de ventilação e os altos valores despendidos.

Na figura 7.7, tem-se a imagem da primeira instalação visitada, montada em um grande hotel de luxo, onde foi construído um enclausuramento com pequenas tomadas de ar em formato de labirinto. Este sistema, além de oneroso gera grandes prejuízos ao sistema de refrigeração e ao estabelecimento comercial, por elevar consideravelmente o consumo energético e reduzir a capacidade de refrigeração, podendo afetar o conforto dos hóspedes. Apesar da grande construção, o enclausuramento não trouxe resultados consideráveis por não tratar acusticamente a descarga dos ventiladores. Foram construídos dutos sem materiais absorventes na descarga dos ventiladores, apenas para conduzir o fluxo de ar para fora do enclausuramento. Este enclausuramento foi construído em função de um processo judicial que determinava o fechamento do hotel, após o período estipulado, até que o ruído medido no estabelecimento

reclamante estivesse de acordo com o especificado pela NBR 10152. Com o fechamento, o hotel deixaria de faturar R\$ 50.000,00 por dia.



Figura 7.7 – Enclausuramento de *Chiller* a ar

Na segunda instalação visitada (figura 7.8), foi realizado somente o tratamento acústico da descarga dos ventiladores, através de dutos forrados com material absorvente. Pelo comprimento dos dutos é possível estimar que a perda de carga imposta é superior a pressão disponível. Novamente tem-se uma aplicação onerosa, com prejuízos para o sistema de refrigeração e atenuação de ruído insuficiente.



Figura 7.8 – Tratamento acústico na descarga dos ventiladores

Nos dois casos, pela proximidade da vizinhança seria indicada a utilização de *chillers* com condensação à água.

7.3 Aspectos conceituais

Conforme apresentado, o conceito testado por Lagemann, 2003 utiliza um duto na descarga do ventilador (figura 7.9) e células de atenuação (figura 7.10), na tomada de ar, denominados silenciadores resistivos.

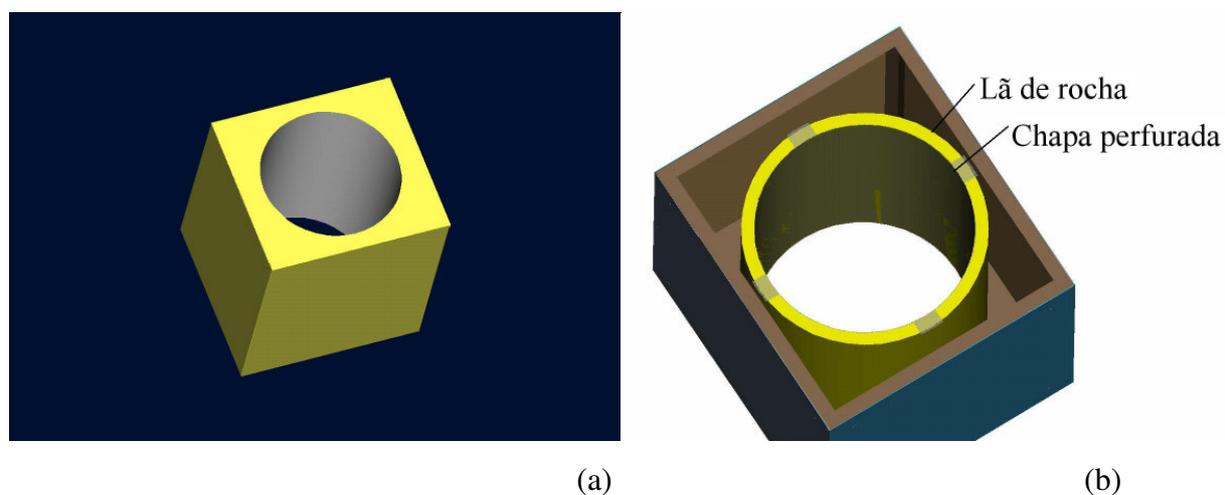


Figura 7.9 – Duto em perspectiva (a) e composição do duto (b)

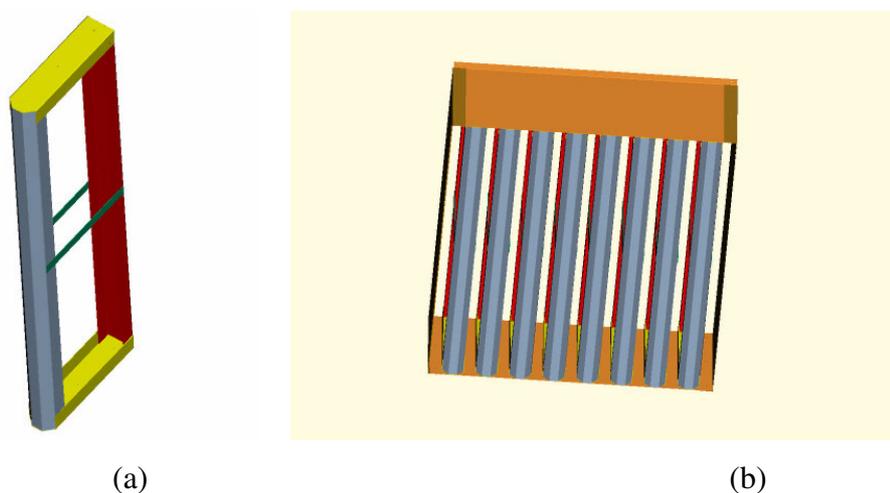


Figura 7.10 – Estrutura de uma célula de atenuação (a) e conjunto de células (b)

Na figura 7.10 (a) tem-se a estrutura a ser preenchida por lã de rocha, neste trabalho denominada de célula de atenuação. Na figura 7.10 (b) há um conjunto de células de atenuação montadas de forma paralela, utilizadas na tomada de ar dos sistemas de ar condicionado.

Um dos principais fatores para o sucesso de um projeto de atenuação acústica é a utilização de um material com elevadas propriedades acústico-absorventes, durabilidade, facilidade de manuseio, robustez e custo adequado.

Dentre os materiais acústico-absorventes atualmente oferecidos pelo mercado, destaca-se a lã de rocha. Na tabela 7.1 estão listados os coeficientes de absorção acústica (α) típicos para mantas de lã de rocha com 50 mm de espessura.

Tabela 7.1 – Coeficientes de absorção acústica para mantas de lã de rocha com 50 mm de espessura

Frequência (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
Coeficiente de Absorção Acústica (α)	0,35	0,70	0,90	0,90	0,95	0,90

Com o objetivo de verificar a precisão da equação de Sabin, nas aplicações testadas por Lagemann, 2003, apresenta-se na tabela 7.2 um comparativo entre a atenuação calculada versus a obtida. O duto utilizado apresenta diâmetro de 870 mm e comprimento de 1,2 m. A seguir a equação de Sabin em função do coeficiente de absorção acústica (α) para o duto utilizado.

$$AT = 5,8 \times \alpha^{1,4} \text{ [dB]} \quad (4)$$

Tabela 7.2 – Comparativo entre a atenuação calculada versus obtida

Frequência (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
α	0,35	0,70	0,90	0,90	0,95	0,90
Atenuação calculada (dB)	1,3	3,5	5,0	5,0	5,4	5,0
Atenuação medida (dB)	1,4	5,1	10,3	9,0	9,9	6,7
Diferença	5%	45%	106%	80%	84%	34%

A atenuação global obtida com o duto de 1,2 metros foi de 8,3 decibéis, ou seja, aproximadamente 7 dB/m. O valor médio de atenuação calculada foi de 4,2 decibéis para o comprimento total do duto, ou seja, encontra-se um fator de correção empírico de duas vezes.

Foram testados vários distanciamentos entre as células de atenuação, buscando a melhor relação entre atenuação de ruído e redução na vazão de ar. O melhor espaçamento encontrado foi de 120mm. Simplificando a equação de Sabin em função do coeficiente α , tem-se a equação a seguir, sendo a altura utilizada na pesquisa anterior de 1300 mm e profundidade de material absorvente de 260mm. Na tabela 7.3 apresenta-se o comparativo entre atenuação calculada e medida por frequência.

$$AT = 5 \times \alpha^{1,4} \text{ [dB]} \quad (5)$$

Tabela 7.3 – Comparativo entre atenuação calculada e medida por frequência

Frequência (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
α	0,35	0,70	0,90	0,90	0,95	0,90
Atenuação calculada (dB)	1,1	3,0	4,3	4,3	4,7	4,3
Atenuação medida (dB)	2,5	4,1	7,1	9,8	9,2	10,3
Diferença	117%	35%	65%	127%	98%	139%

Em termos de atenuação global, obteve-se 9,5 dB, passando para 36,5 dB/m a atenuação em função da profundidade das células. O valor médio de atenuação calculada foi de 3,6 dB, obtém-se assim um fator de correção empírico de 2,5 vezes. A grande variação entre o modelo matemático e os valores medidos pode ser explicada pelo não atendimento às hipóteses do modelo de Sabin. O desenvolvimento de atenuadores de ruído baseados nos formatos estudados – dutos e células de atenuação – foi embasado nos resultados práticos.

8. ESTUDOS DE CASOS

Os conceitos propostos e verificados por Lagemann, 2003 foram testados em duas instalações. Na primeira, para atenuar o ruído gerado por dois *chillers* e, na segunda, duas condensadoras *split*.

8.1 Aplicação de atenuadores de ruído em *chillers* de 120 TR (422 kW)

Neste caso, dois *chillers* de 120 toneladas de refrigeração (422 kW) foram instalados no topo de um prédio pertencente a uma empresa de telefonia celular em Porto Alegre. Provavelmente o projeto desta instalação não levou em conta o ruído gerado pelas unidades, visto que foram instaladas em região residencial nobre, muito silenciosa. Um processo judicial determinava o enquadramento do nível de ruído à legislação em 3 meses, sob pena de desligamento das máquinas essenciais para o funcionamento do prédio de oito andares, onde estão instalados os controles do sistema de telefonia móvel e sistemas de transmissão da antena, que atende ininterruptamente grande parte da cidade de Porto Alegre.

O dimensionamento da atenuação necessária levou em conta a legislação da SMAM, que determina que o ruído máximo gerado pela atividade pode acrescentar até cinco decibéis ao ruído de fundo na vizinhança. As medições foram realizadas com os *chillers* desligados durante a madrugada após as 2 horas, momento em que se tem o menor ruído de fundo. Os valores medidos ficaram na faixa de 40 dB(A). Em um segundo momento, mediu-se o ruído em vários pontos com um dos *chillers* em funcionamento e obteve-se o valor máximo de 50 dB(A). Calcula-se que no momento em que os dois *chillers* estivessem em funcionamento, o ruído medido seria de 53 dB(A).

De acordo com o especificado pela legislação, mostrou-se necessário atenuar 8 decibéis, porém, em função da presença de uma torre próxima das máquinas, refletindo o ruído diretamente para a casa de um dos vizinhos, buscou-se atenuação superior, na faixa de 10 a 15 dB. Na figura 8.1 tem-se a instalação original dos *chillers*. Na figura 8.2, a vista superior de uma das unidades.

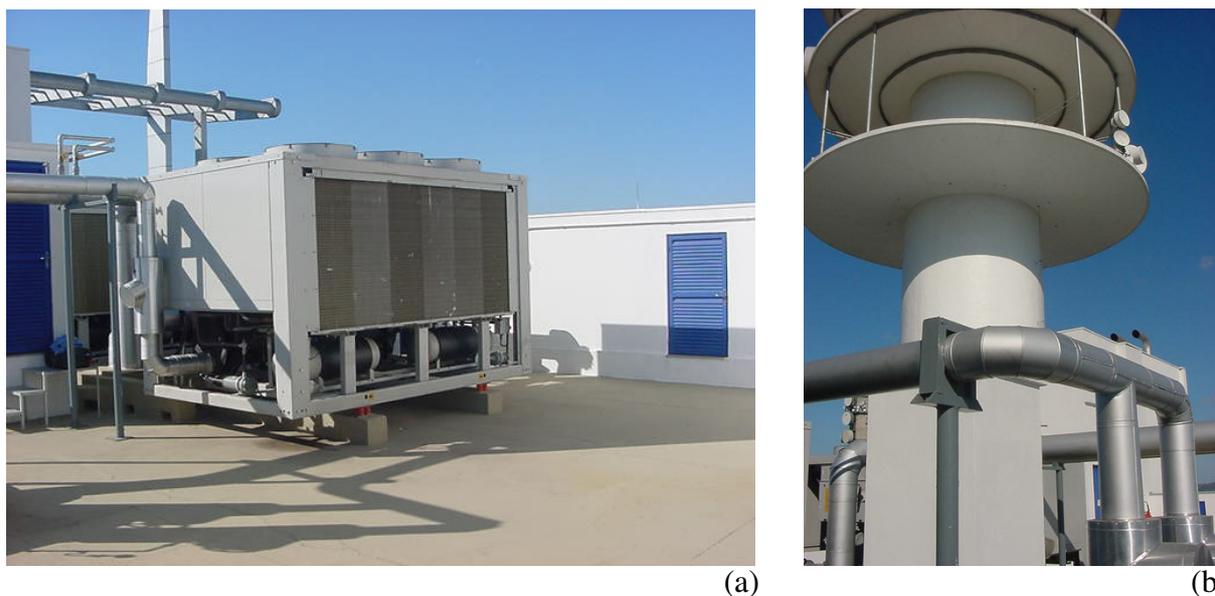


Figura 8.1 – Instalação original dos *chillers* (a) e torre com 80 metros de altura próxima as máquinas refletindo o ruído dos *chillers* para as residências vizinhas (b)



Figura 8.2 – Vista superior de uma das unidades

De acordo com os resultados experimentais de Lagemann, 2003 através da colocação de células de atenuação, obteve-se atenuação de 36,5 decibéis por metro (profundidade) das células. Entretanto nesta aplicação, em função da necessidade de células de maior altura, o que de acordo com a relação entre perímetro e seção calculada pela equação de Sabin reduz levemente a atenuação obtida, utilizou-se células de 480 mm de profundidade, resultando 17,5 decibéis de atenuação prevista; ficando acima dos 15 decibéis desejados.

No duto utilizado na descarga dos ventiladores, obteve-se como resultado atenuação de 7 decibéis por metro de duto, assim utilizou-se 2 metros de dutos.

O item 2, da figura 8.3, serve de estrutura para a fixação da lã de rocha. Utilizou-se o espaçamento entre as células conforme a melhor relação entre atenuação e perda de vazão encontrada nos testes.

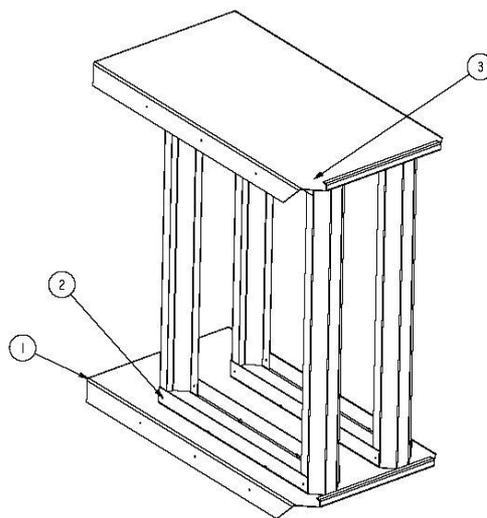


Figura 8.3 – Montagem das células de atenuação

Na figura 8.3 busca-se mostrar o afastamento de 200 mm entre as células de atenuação e os aletados, evitando a perda de área de troca de calor. O perfil vertical utilizado não apresenta cantos vivos com o objetivo de reduzir a perda de carga.

Na figura 8.4 (a), têm-se as células de atenuação e dutos na descarga dos ventiladores. Obteve-se atenuação superior a 13 dB a 1 metro da máquina. Na figura 8.4 (b), vê-se o acesso desobstruído ao painel de controle, entretanto, em caso de manutenção do equipamento ou limpeza dos condensadores é necessário retirar as células de atenuação, o que acarreta considerável mão-de-obra.

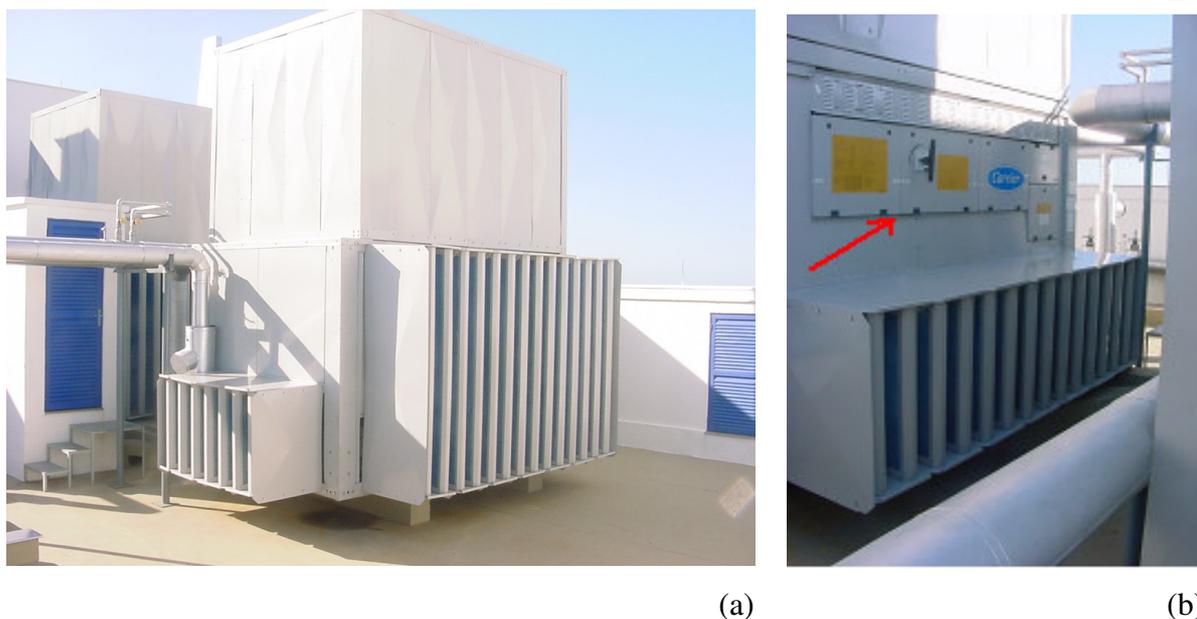


Figura 8.4 – Vista lateral dos *chillers* com atenuação (a) e painel de controle (b)

Pela proximidade de um muro da lateral das máquinas, optou-se pelo fechamento de uma das laterais das máquinas para evitar reflexões, como pode ser visto na figura 8.5.



Figura 8.5 – Lateral do equipamento com fechamentos

Para evitar que o ruído seja dissipado pela parte inferior dos equipamentos, foi necessário criar fechamentos inferiores, conforme a figura 8.6 do projeto em CAD.

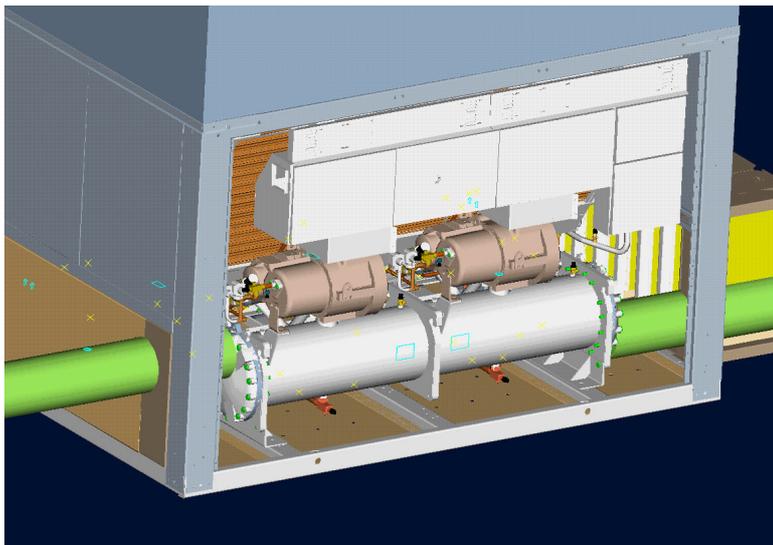


Figura 8.6 – Projeto em CAD dos fechamentos inferiores

Na descarga dos ventiladores foram instalados dutos retangulares mostrados na figura 8.7. Em função da alta vazão e pressão dos ventiladores, além da fixação da lã de rocha com tela polimérica fina, utilizou-se chapas com área perfurada superior a 70% para garantir a fixação. Em caso de necessidade de substituição de motores ou ventiladores, é possível desmontar a estrutura dos dutos, montadas em módulos. Um dos pré-requisitos mais importantes deste projeto foi a construção de componentes que pudessem ser transportados pelo elevador até a cobertura do prédio.



Figura 8.7 – Dutos retangulares na descarga dos ventiladores

Verificou-se a eficácia da instalação dos atenuadores e atendimento à legislação através de novas medições, durante a madrugada, nas proximidades das residências vizinhas, onde mediu-se 41,5 dB(A). Assim, mesmo com o funcionamento simultâneo do segundo *chiller* (sobressalente), atende-se à legislação que especifica 45dB(A) como ruído máximo para esta aplicação. Na tabela 8.1, medições de ruído na residência do reclamante.

Tabela 8.1 – Medições de ruído na residência do reclamante

Situação	Ruído em dB(A)
Ruído de Fundo	40
Ruído com uma máquina em funcionamento	50
Ruído com uma máquina em funcionamento após a instalação de atenuadores de ruído	41,5

Não houve variações nos parâmetros de funcionamento (temperaturas, pressões e consumo) dos equipamentos. Pressupõe-se perda de vazão nos condensadores inferior a 5%, uma vez que o conceito e os ventiladores utilizados são similares aos utilizados nos testes realizados por Lagemann, 2003 onde a perda em performance do equipamento foi ínfima.

Após três anos, voltou-se à instalação, para verificar o estado de conservação dos atenuadores. De acordo com o cliente, mesmo estando em conformidade com a legislação, a instalação foi refeita por solicitação da vizinhança, tornando o ruído gerado pelos *chillers* imperceptível.

Foram mantidos os dutos na descarga das máquinas e construídas células de atenuação com maior profundidade, passando de 0,480 m para 1 metro de profundidade. Estas células foram fixadas em uma grande edificação ao redor das máquinas, conforme figuras 8.8 e 8.9. O material absorvente utilizado também foi lã de rocha de alta densidade.



Figura 8.8 – Vista interna da nova instalação



Figura 8.9 – Vista externa da edificação com grandes células de atenuação

Esta configuração propicia fácil acesso aos componentes dos *chillers* e agrega perda de carga compatível, entretanto os custos de instalação foram superiores a R\$ 100.000,00 conforme informado pelo responsável pela manutenção da empresa visitada.

8.2 Aplicação de atenuadores de ruído em condensadoras split

A segunda aplicação do conceito foi realizada em duas condensadoras *split* de 36.000 Btu/h (10,55 kW), instaladas em um prédio residencial, onde uma empresa de telefonia instalou uma pequena antena de transmissão, tornando o funcionamento de uma das unidades contínua,

deixando a outra como reserva. A atenuação foi aplicada com o objetivo de facilitar a obtenção do Laudo de Operação, uma vez que um dos vizinhos não concordou com a instalação das condensadoras da empresa, mesmo com várias outras unidades particulares instaladas nas proximidades.

Cada condensadora gera 67 dB(A) a 1 metro. Não foi informado qual o objetivo de atenuação esperado nem mesmo qual o endereço do reclamante. Assim foram realizadas medições noturnas, no apartamento mais próximo da instalação a 10 metros de distância, para verificar quantos decibéis a máquina estava acrescentando ao ruído de fundo. Através da análise dos resultados, verificou-se que 10 decibéis de atenuação seriam suficientes, porém sempre é interessante projetar atenuação superior evitando imprevistos. Na figura 8.10 mostra-se a situação original.



Figura 8.10 – Condensadoras *split* de 36.000 Btu/h (10,55 kW)

O conceito aplicado para os atenuadores foi o testado por Lagemann, 2003 e testado nos *chillers* do exemplo anterior, ou seja, células absorventes na tomada de ar e um duto na descarga do ventilador.

Com o objetivo de facilitar a manufatura do duto e testar um material alternativo à lã de rocha, utilizou-se poliuretano colado na parte interna do duto, com 50 mm de espessura e densidade 36 kg/m³. Esta aplicação facilita a montagem por não ser necessário ensacar e fixar a lã de rocha através de chapas perfuradas.

Na figura 8.11, tem-se o comparativo dos coeficientes de absorção do poliuretano com a lã de rocha de 50 mm utilizada nos desenvolvimentos anteriores. Verifica-se que a espuma

de PU possui propriedades absorventes sensivelmente inferiores nas frequências até 500 Hz, sendo similares à lã de rocha com a metade da espessura usual. A densidade dos três materiais comparados é similar. A utilização de lã de vidro não foi levada em consideração por apresentar efeitos nocivos à saúde, não sendo recomendada pela Carrier.

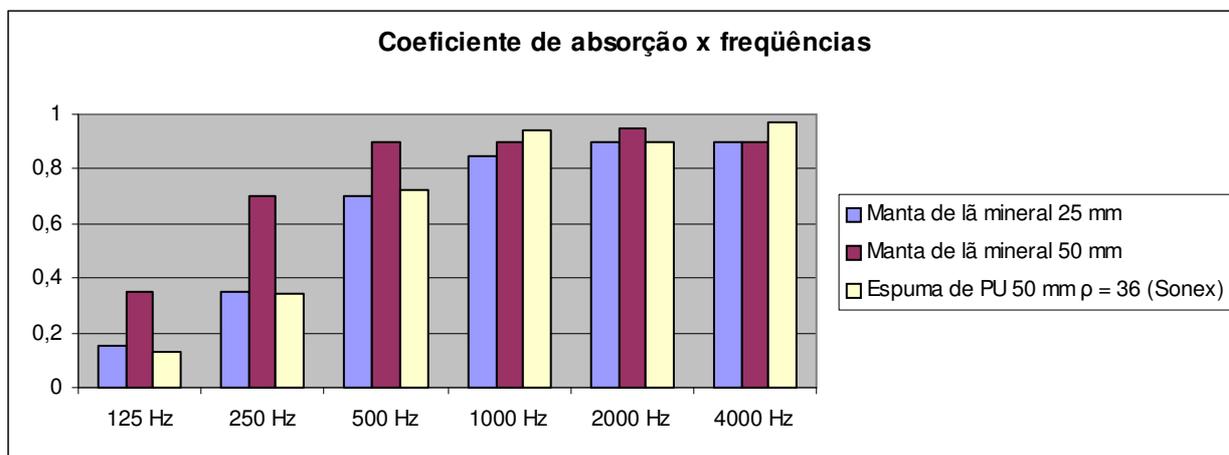


Figura 8.11 – Comparativo dos coeficientes de absorção do poliuretano versus lã de rocha

A fim de compensar os coeficientes de absorção inferiores, manteve-se o comprimento de 1200 mm, sendo que o diâmetro do duto utilizado por Lagemann, 2003, foi reduzido de 870 para 460 mm em função do menor diâmetro deste ventilador. Esta redução no diâmetro aumentou a atenuação calculada de $AT = 5,8 \times \alpha^{1,4}$ [dB] para $AT = 10,4 \times \alpha^{1,4}$ [dB].

Na tabela 8.2 a seguir, a atenuação calculada por frequência, está abaixo dos 10 decibéis planejados em função das baixas propriedades do PU.

Tabela 8.2 – Absorção calculada por frequência

Frequência (Hz)	125	250	500	1000	2000	4000
α	0,13	0,34	0,72	0,94	0,9	0,97
Atenuação calculada (dB)	0,6	2,3	6,5	9,5	9	10

Buscando facilitar a montagem das células de atenuação, a fim de evitar o corte de lã de rocha, utilizou-se a largura fornecida pelo fabricante de 600 mm para a confecção das células de atenuação, deixando as mesmas com 400 mm de profundidade útil. Pelos resultados obtidos por Lagemann, 2003, onde se obteve proporcionalmente 36,5 decibéis por metro de profundidade; com 400 mm espera-se 14,6 decibéis de atenuação através das células de atenuação.

Além dos atenuadores de células e duto, foi necessário construir um enclausuramento acústico para a condensadora em formato de cubo, onde foram utilizadas chapas de aço com dois milímetros de espessura que fornecem redução sonora superior a atenuação por absorção. As chapas foram forradas internamente por lã de rocha com o intuito de evitar a reverberação dentro do enclausuramento, o que amplificaria o ruído gerado.

Com o intuito de facilitar a fabricação e montagem do conjunto, o enclausuramento foi projetado em painéis. Foram utilizados painéis cegos nas laterais e parte superior. O painel frontal possui abertura circular para encaixe do duto e o painel traseiro abertura retangular para encaixe das células de atenuação.

Na figura 8.12, tem-se a vista explodida frontal e traseira do enclausuramento, duto e células.

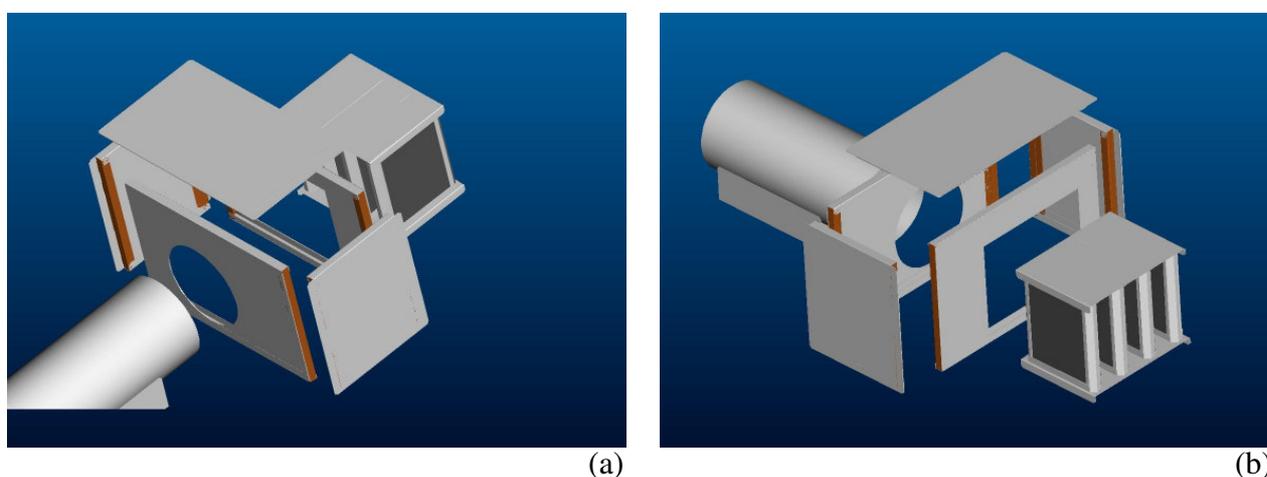


Figura 8.12 – Vista explodida frontal (a) e vista explodida traseira (b)

Para retirar o enclausuramento formado por uma “caixa” única basta retirar o duto e as células de atenuação. Na figura 8.13, o formato final do conjunto.

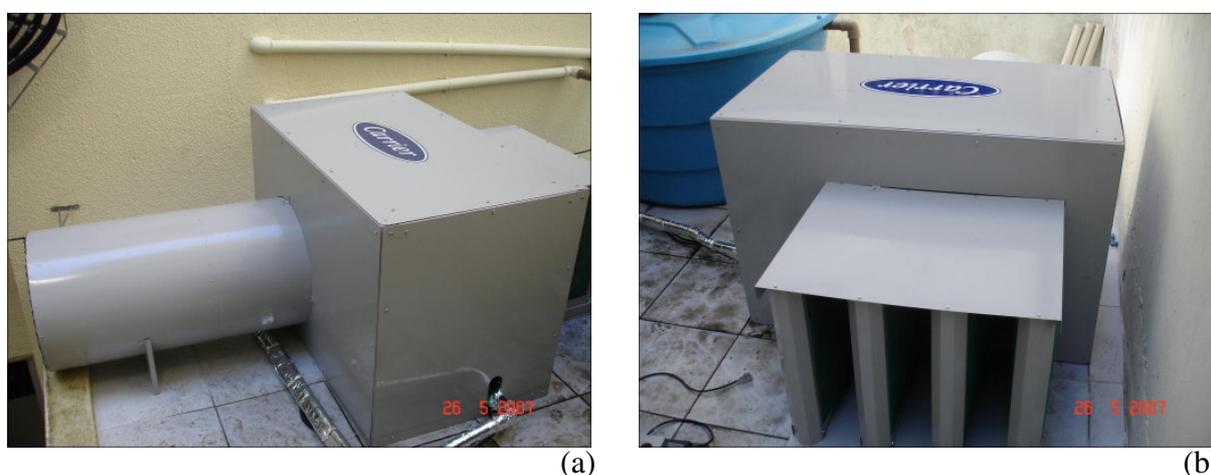


Figura 8.13 – Vista lateral do enclausuramento (a) e vista traseira (b)

Com o conjunto montado, obteve-se atenuação de 10 dB. Os resultados obtidos ficaram abaixo do esperado em função da substituição da lã de rocha pelo material poliuretano de 50 mm de espessura.

Na figura 8.14, tem-se o espectro de ruído da situação original com ruído global de 67,3 dB(A). Após a colocação do enclausuramento sobre a máquina sem o duto e as células de atenuação, o nível de pressão sonora foi reduzido para 62 dB(A). A atenuação obtida pode ser considerada expressiva, visto que, neste momento, o duto da descarga do ventilador e as células de atenuação não haviam sido instalados, deixando uma grande área aberta sem tratamento acústico. Após a colocação das células de atenuação, mediu-se 56,8 dB(A). Pela análise dos resultados, verifica-se que a baixa atenuação ocorrida, após a colocação das células de atenuação e duto, acontece em função dos baixos coeficientes de absorção do PU nas frequências inferiores a 500 Hz.

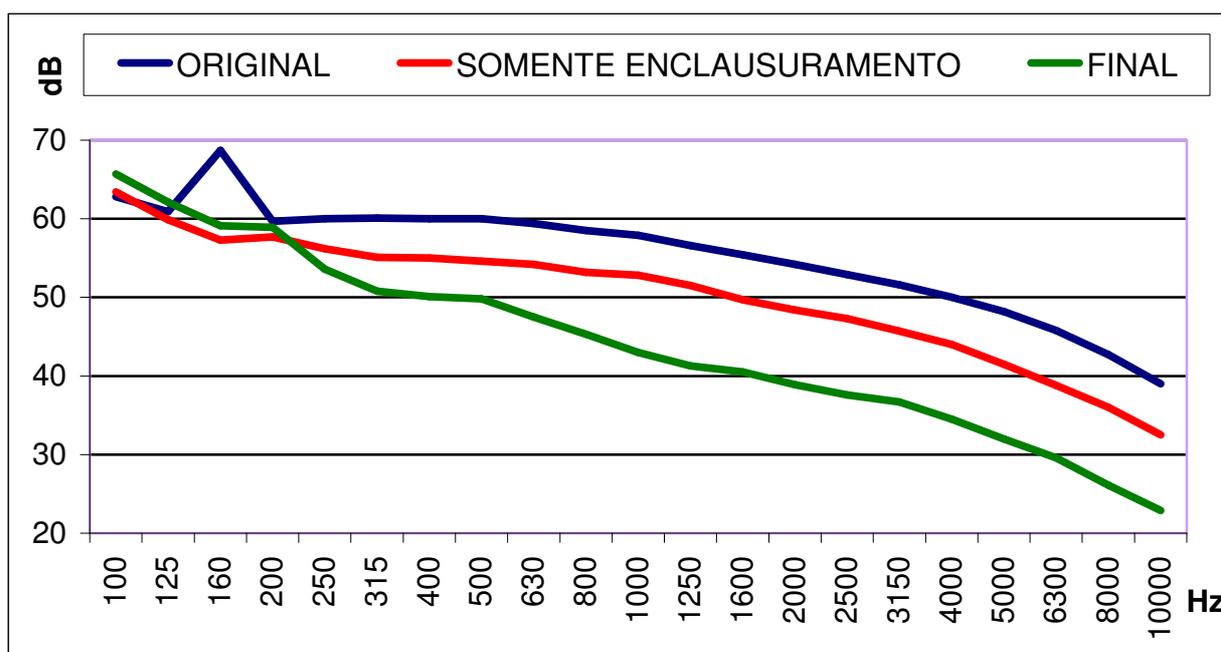


Figura 8.14 – Espectro da condição original, com o enclausuramento e na condição final com os atenuadores

Na figura 8.15, tem-se a atenuação obtida em cada frequência. Com a colocação do enclausuramento a atenuação obtida foi similar em todas as frequências. Em azul, tem-se a atenuação após a colocação dos atenuadores, mantendo-se o enclausuramento. Fica evidente a baixa atenuação nas baixas frequências.

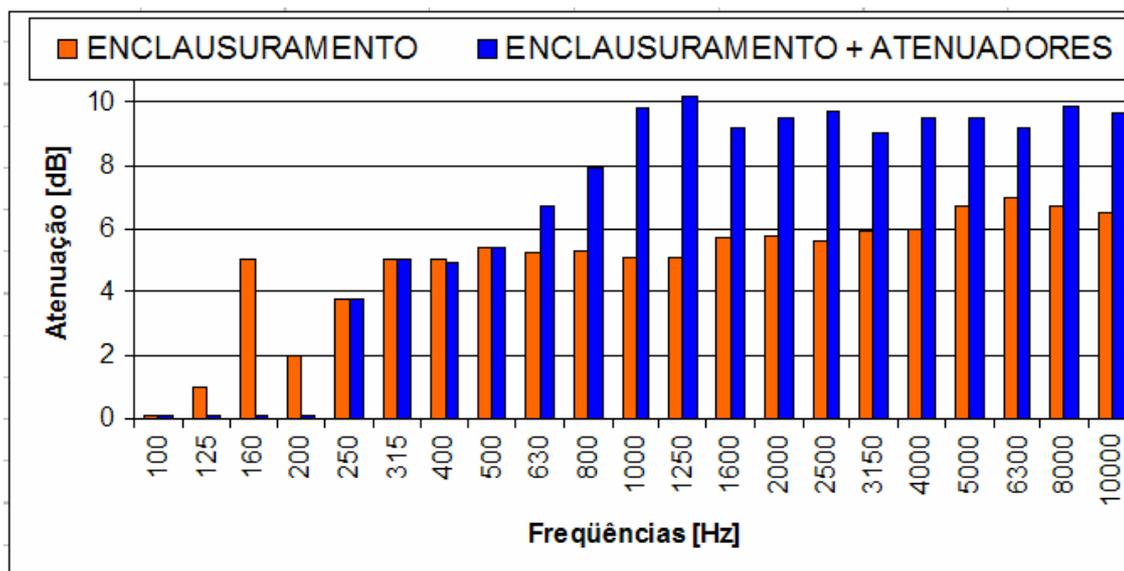


Figura 8.15 – Atenuação de ruído versus frequência. Na cor laranja, com a instalação do enclausuramento e, em azul, após a adição dos atenuadores

Mediu-se a vazão de ar nas condensadoras antes e depois da instalação dos atenuadores de ruído e verificou-se queda de 20%, muito superior ao valor medido nos *chillers*; isto ocorre em função do conceito do ventilador ser outro, com menor pressão disponível, não projetado para a aplicação de dutos.

A influência desta perda de vazão no condensador foi verificada no IPM em condições normatizadas (*rating*), com temperatura de bulbo seco de 26,7°C e temperatura de bulbo úmido de 19,4°C (umidade relativa de 50%) no ambiente interno onde tem-se a evaporadora. No ambiente externo, a temperatura padrão de bulbo seco é de 35°C, sendo 24°C a temperatura de bulbo úmido (umidade relativa de 40%). Nestas condições, com redução de 20% de vazão no condensador, obteve-se como resultado redução de capacidade em 2% e aumento de consumo de 5%, ou seja, redução de 6,7% de COP. A pressão do refrigerante na descarga do compressor subiu de 2.068 para 2192 kPa. A temperatura externa de operação máxima do equipamento foi reduzida em 3°C, de 45° para 42°C. Este resultado, embora significativo, foi considerado compatível com o equipamento pelo tipo de aplicação (baixa carga térmica) e por estar instalado em Porto Alegre/RS, onde têm-se altas temperaturas em menos da metade do ano.

Este tipo de tratamento acústico pode ser considerado crítico em regiões onde ocorrem temperaturas mais elevadas, durante o ano, e maiores cargas térmicas atendidas pelos equipamentos. Em campo, é possível verificar instalações onde a atenuação é muito mais agressiva ao equipamento, podendo trazer como prejuízo um considerável aumento de consumo energético e a redução da capacidade de refrigeração.

9. NOVO CONCEITO DE ATENUAÇÃO PARA VENTILAÇÃO

Conforme já mostrado, realizando-se tratamento acústico em *chillers* com condensação a ar, obtém-se atenuação praticamente imperceptível com a instalação de atenuadores de ruído somente na tomada de ar ou descarga dos ventiladores.

Com o objetivo de desenvolver um sistema de atenuação de ruído com custo que o torne aplicável em larga escala e tendo em vista que o maior custo do conceito previamente desenvolvido está nas células de atenuação, buscou-se desenvolver um novo conceito composto apenas por um duto na descarga e outro na tomada de ar de cada ventilador. Este conceito apresenta como vantagens a baixa perda de carga imposta pelos atenuadores e a manutenção das características originais da máquina, possibilitando o acesso aos componentes para operação e manutenção.

Na figura 9.1, tem-se o protótipo utilizado por Lagemann, 2003 onde foi testada a melhor relação entre atenuação de ruído e perda de vazão, variando a quantidade de células de atenuação na tomada de ar.



Figura 9.1 – Protótipo utilizado por Lagemann, 2003

Na figura 9.2 a seguir mostra-se a grande quantidade de células de atenuação necessárias para uma atenuação efetiva.

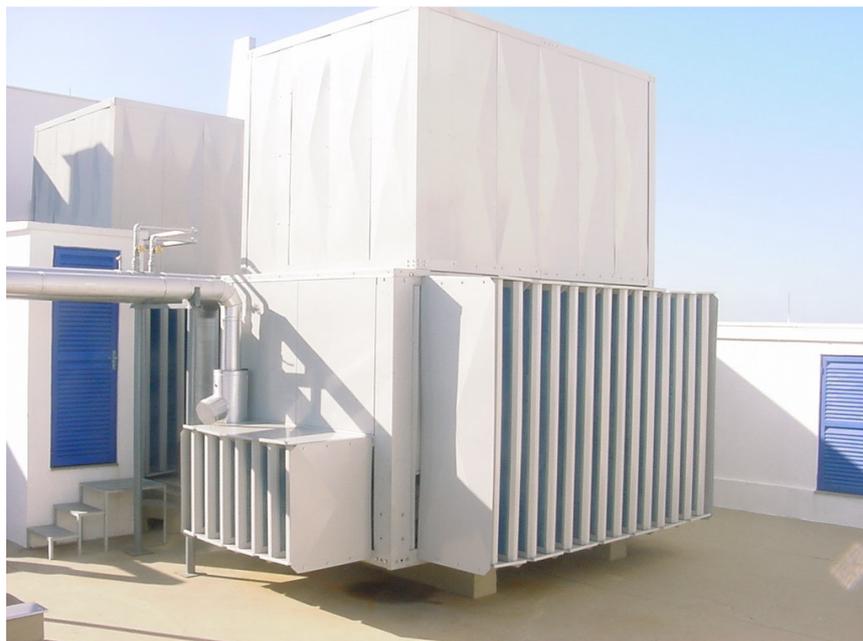


Figura 9.2 – Grande quantidade de células de atenuação necessárias para uma atenuação efetiva

Para a realização dos testes, utilizou-se um protótipo similar ao utilizado por Lagemann, 2003 (figura 9.3), porém de uma nova plataforma de *chillers* que utiliza condensadores em estruturas modulares (figura 9.4). Conforme a capacidade da máquina são adicionados mais condensadores. Obviamente os outros componentes como compressores e evaporador também são alterados.



Figura 9.3 – Novo protótipo



Figura 9.4 – Nova plataforma de *chillers* que utiliza condensadores em estrutura modular

Na figura 9.5 a seguir mostra-se a vista superior de um dos ventiladores do protótipo montado de forma horizontal sobre o condensador. O ventilador é montado diretamente sobre o motor, fixo à estrutura por duas travessas horizontais. O ventilador possui 900 milímetros de diâmetro e gira a 1100 rotações por minuto (18,33 Hz), é composto por nove pás, possui espessura variável, ao longo das mesmas, desenvolvido para gerar o menor desconforto acústico possível com elevada vazão de ar.



Figura 9.5 – Vista superior de um dos ventiladores do protótipo

Para tornar possível a colocação de um duto na tomada de ar, foi necessário desenvolver um suporte com 500 mm de altura, apoiado na estrutura original conforme mostra a figura 9.6 a seguir. Este formato melhora a qualidade do ruído, evitando a passagem das pás próximo a elementos estruturais fixos, responsável pelo conhecido “ruído de passagem de pás”, concentrado na frequência de passagem f_p e seus harmônicos $2f_p$, $3f_p$, etc., onde:

$$F_p = \{(\text{número de pás}) \times (\text{velocidade de rotação [RPM]})\} / 60 \text{ [Hz]} \quad (6)$$



Figura 9.6 – Suporte com 500 mm de altura apoiado na estrutura original

As dimensões de 500 milímetros para os dutos da tomada de ar e descarga foram escolhidas por serem compatíveis com o espaço disponível em instalações. Estima-se que conforme verificado nos casos anteriores, obtenha-se resultados lineares em decibéis por metro de duto, ou seja, se for necessário atingir o dobro da atenuação, basta utilizar dutos de um metro na tomada de ar e de um metro na descarga do ventilador.

Na figura 9.7 o duto na tomada de ar substitui a grande quantidade de células de atenuação utilizada no conceito anterior.



Figura 9.7 – Duto na tomada de ar do ventilador

Na figura 9.8, tem-se o aspecto externo final, com um duto na tomada de ar e outro na descarga do ventilador. Este conceito não altera as demais características da máquina, permitindo o acesso aos seus componentes para operação, reduzindo o tempo e o custo de manutenção, uma vez que não é necessária a retirada dos atenuadores.

No caso de sua produção em linha de montagem, os dutos podem ser fixados posteriormente, possibilitando o içamento da máquina conforme procedimento atual.



Figura 9.8 – Aspecto externo do novo conceito de atenuador de ruído

Buscando maximizar a atenuação de ruído com dutos relativamente curtos (500 milímetros), foram adicionados cilindros concêntricos nos dois dutos, envoltos por lã de rocha, mostrados na figura 9.9. Com relação à perda de carga imposta, os dutos reduziram em 3% a vazão de ar. Após a adição dos cilindros a vazão foi reduzida em 7% com relação à situação original.



Figura 9.9 – Cilindros concêntricos nos dois dutos envoltos por lã de rocha

Obteve-se como resultado, a 1 metro de distância, atenuação de ruído de 3 decibéis para o conceito sem os cilindros concêntricos e 6 decibéis, utilizando o conceito de dutos com cilindros concêntricos. Estas medições foram realizadas em campo aberto, com baixo ruído de fundo (50 dB(A)) e sem efeitos de reverberação. Na figura 9.10, verifica-se a significativa redução do nível de pressão sonora nas frequências entre 1000 e 4000Hz, onde o ouvido humano possui maior sensibilidade. A título de comparação, foi adicionado no mesmo gráfico, uma medição realizada em um sistema de ventilação original, a 5 metros de distância com redução de 7 decibéis em função da distância, ou seja, o afastamento da fonte de ruído torna-se mais eficiente e econômico do que a instalação de atenuadores de ruído, alternativa necessária para ocasiões em que essa é descartada.

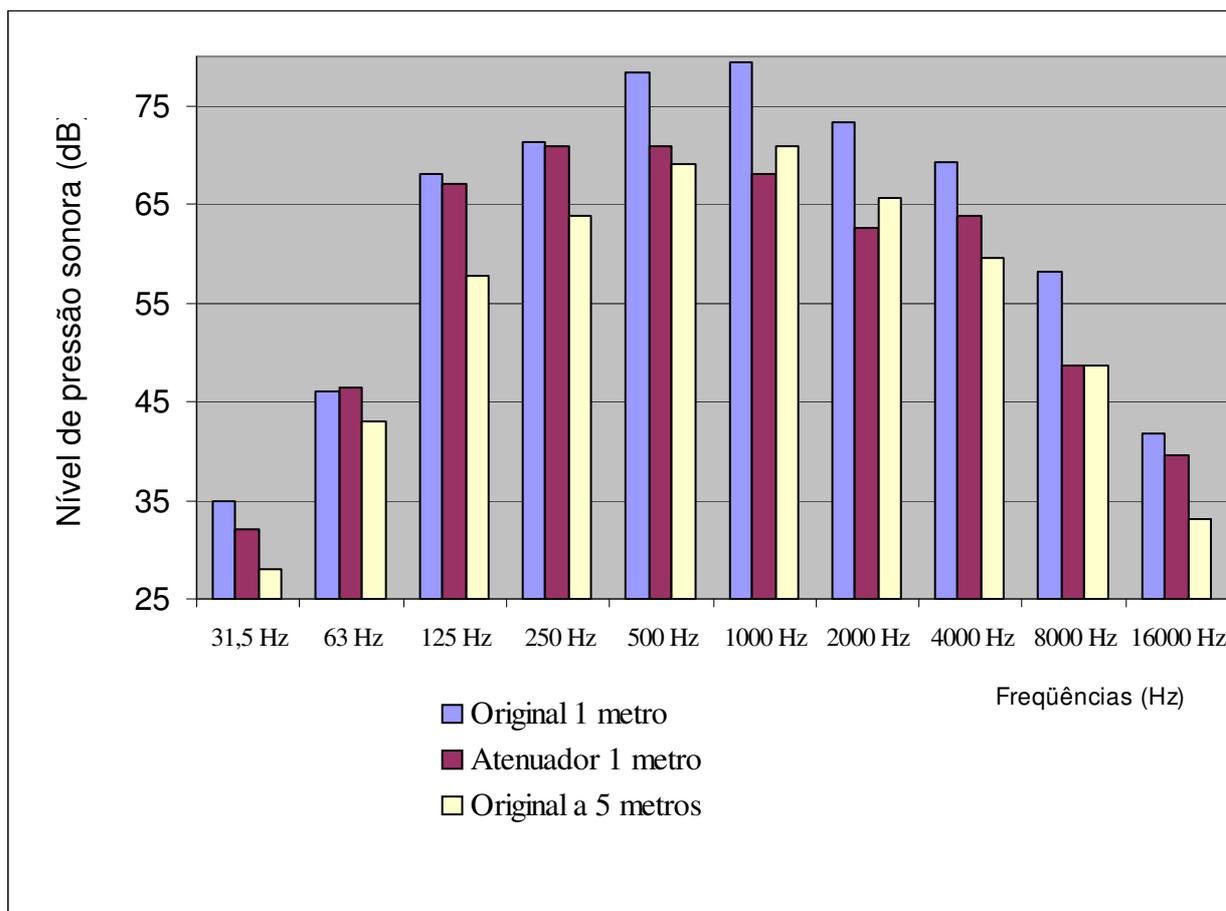


Figura 9.10 – Atenuação de ruído com a instalação do novo conceito e em função da distância

10. ANÁLISE FINANCEIRA DAS PROPOSTAS

Aplicou-se o conceito pesquisado por Lagemann, 2003, – células de atenuação na tomada de ar e dutos na descarga dos ventiladores – na instalação apresentada anteriormente, onde foi necessário atenuar 13 dB em um *chiller* de média capacidade com seis ventiladores. Conforme mostrado, além de tratar a tomada de ar nas proximidades dos trocadores de calor, também foi necessário instalar fechamentos na parte inferior da máquina e lateral próxima de um muro. O valor total da instalação por máquina em valores atuais é superior a R\$ 18.700,00 conforme tabela 10.1.

Tabela 10.1 – Estimativa de custos do conceito com células de atenuação

	R\$ 4.490,00	Itens comprados
	R\$ 3.828,00	Custo da matéria-prima da estamperia
	R\$ 1.791,00	Custo da mão-de-obra da estamperia
	R\$ 8.625,00	Pré-montagens e instalação em campo
Total	R\$ 18.734,00	

Este conceito mostra-se muito oneroso pela grande quantidade de chapas utilizadas e pela relativa complexidade de instalação e manutenção.

O conceito proposto, por atuar diretamente na causa principal do ruído em *chillers* com compressores *scroll*, tem seu custo estimado na ordem de 70% inferior, conforme mostrado na tabela 10.2, com custo inferior a R\$ 6.000,00.

Tabela 10.2 – Estimativa de custos do conceito com dutos

Itens comprados	R\$ 2.540,00
Custo da matéria-prima da estamperia	R\$ 486,00
Custo da mão-de-obra da estamperia	R\$ 224,00
Pré-montagens e instalação em campo	R\$ 2.500,00
Total	R\$ 5.750,00

O levantamento de todos os custos está no apêndice, ao final deste trabalho. É importante ressaltar que não estão sendo levados em conta os impostos e o custo do frete. Dependendo da distância entre o local de manufatura dos atenuadores até o ponto de instalação dos mesmos, a diferença de custo entre os conceitos pode ser maior ainda, em função das menores dimensões dos dutos. O custo da instalação em campo já foi levado em consideração.

11. EFEITOS DA INSTALAÇÃO DE ATENUADORES DE RUÍDO

A restrição à vazão de ar dos condensadores traz conseqüências negativas ao funcionamento das máquinas, podendo levar ao colapso, ao longo do tempo, conforme citado previamente. Foram realizadas algumas simulações em IPM para ilustrar estes efeitos. Optou-se por uma máquina com capacidade de refrigeração de 280 TR (985 kW) operando em condições de normatizadas (*rating*), reduzindo-se a vazão em até 30%. Em campo são verificadas situações bem mais agressivas, como aquela encontrada em Fortaleza, onde o equipamento foi enclausurado.

Na figura 11.1 a variação da capacidade de refrigeração apresentada em watts, é reduzida em 5% com a redução de 30% na vazão de ar através do condensador.

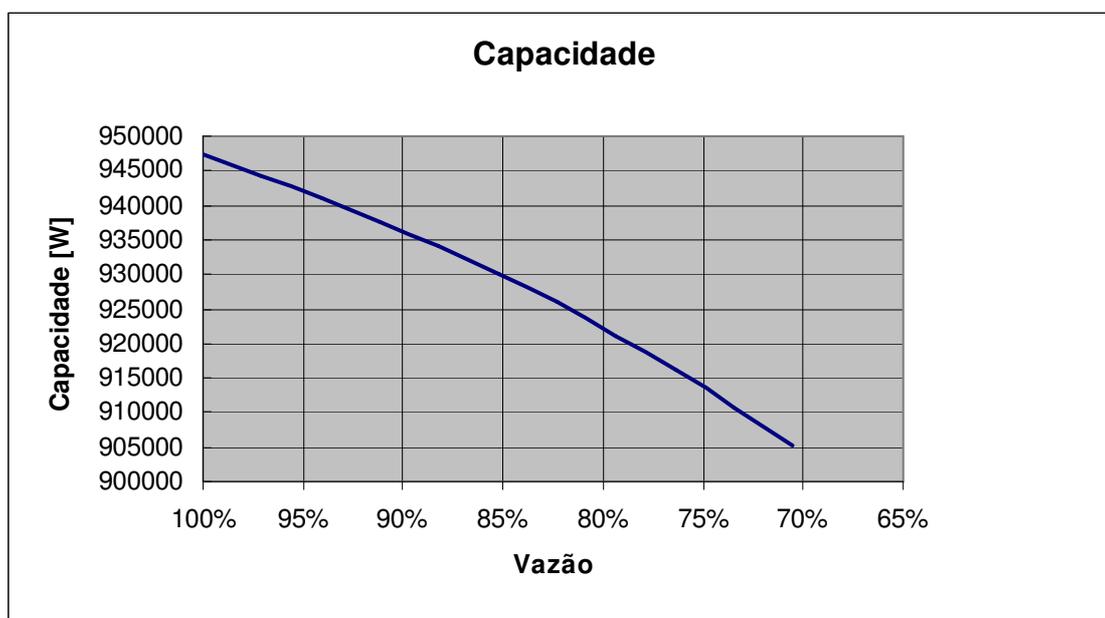


Figura 11.1 – Variação da capacidade de refrigeração em função da queda de vazão

A relação entre a capacidade e o consumo na mesma unidade de medida (watt) é denominada de COP. Na figura 11.2 verifica-se a queda de 9,5% neste indicador de performance, o que indica aumento de 5% no consumo de energia elétrica, além da queda de 5% na capacidade de refrigeração mostrada anteriormente.

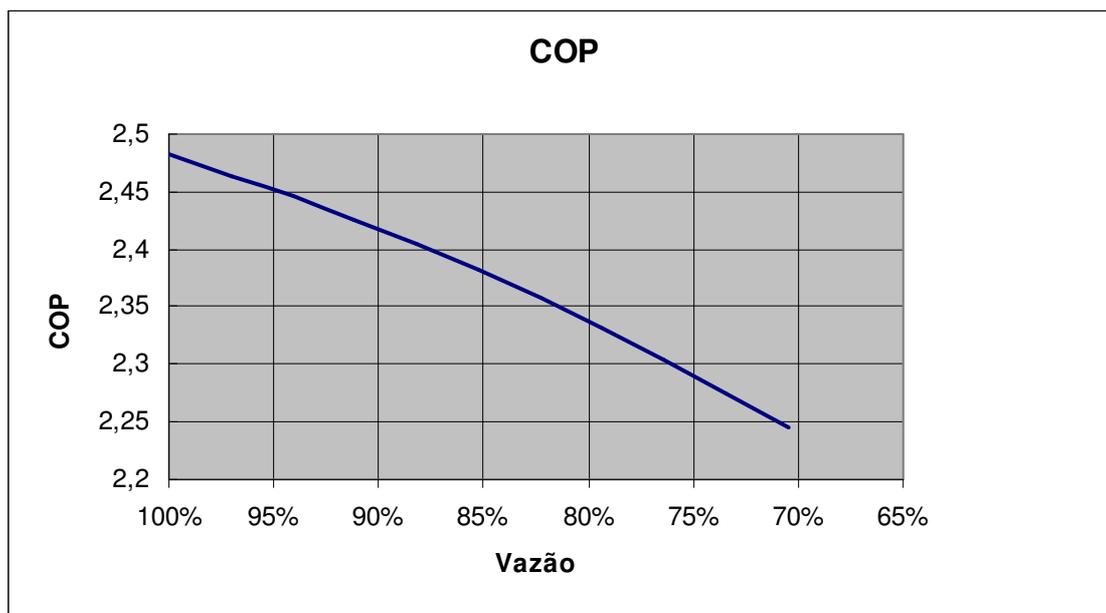


Figura 11.2 – Queda na performance do equipamento em função da redução da vazão

Supondo o custo médio da energia elétrica de R\$ 0,30 por kilowatt x hora para um equipamento de 280 TR (985 kW), rodando dez horas diárias durante 30 dias, a redução na vazão de ar em 30% aumenta o valor pago pela energia elétrica de aproximadamente R\$ 34.000,00 para R\$ 37.500,00 por mês, levando-se em conta o aumento do consumo de energia elétrica e a redução da capacidade de refrigeração.

12. DESENVOLVIMENTO DE JAQUETAS ACÚSTICAS

Alguns modelos de *chillers* utilizam compressores do tipo parafuso, especialmente indicados para processos contínuos, por apresentarem alta capacidade de refrigeração e durabilidade. Cada compressor possui capacidade de até 80 toneladas de refrigeração (281 kW). Estes compressores emitem um espectro de ruído característico em alta frequência, conforme mostrado na figura 12.1.

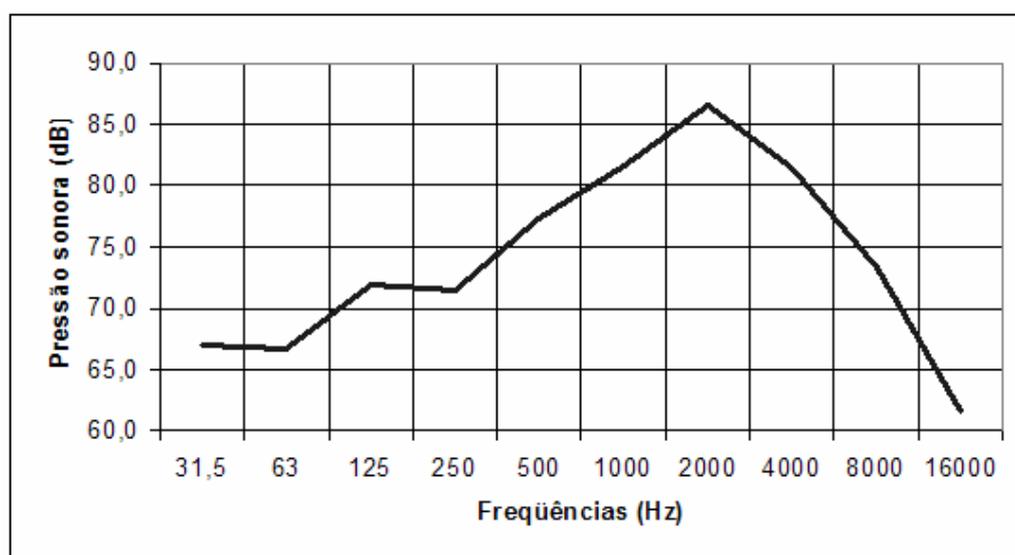


Figura 12.1 – Espectro gerado por compressor parafuso

Conforme pode ser visto no gráfico da figura 12.1, destacam-se as faixas de 1 kHz a 4 kHz, exatamente onde há a maior sensibilidade do ouvido humano, tornando este ruído especialmente incômodo.

Com o objetivo de desenvolver de forma prática um atenuador de ruído para este tipo de compressor, criou-se uma estrutura de formato e dimensões similares ao mesmo. Dentro desta estrutura, foi instalada uma fonte de ruído ligada a um gerador que permite a emissão de ruído em várias frequências, como pode ser visto na figura 12.2.



Figura 12.2 – Estrutura com dimensões e formato similar ao compressor parafuso

É importante ressaltar que o motor deste modelo de compressor situa-se dentro da carcaça do compressor, sendo que todo o conjunto é refrigerado pelo gás refrigerante, tornando possível envolver a fonte de ruído com o atenuador denominado jaqueta acústica. Para a realização dos testes, desenvolveu-se uma jaqueta acústica fixada por velcro, sendo possível trocar a sua composição, conforme a figura 12.3. Na figura verifica-se a montagem da jaqueta acústica, com duas tampas laterais e um corpo central com 3 metros de comprimento e 1 metro de largura.



Figura 12.3 – Protótipo de jaqueta acústica

Além das características acústico-absorventes, é necessário que os materiais apresentem robustez ao desgaste, maleabilidade e sejam auto extingüíveis, além de atender outras especificações da indústria do ar condicionado. Optou-se em utilizar um material de alta densidade para atenuar as baixas freqüências e outro material fibroso para absorver as altas freqüências.

De acordo com Gerges, 2000, nos materiais de absorção sonora (mecanismo resistivo) parte da energia acústica é transformada em energia térmica através da viscosidade do ar, sendo o que ocorre em materiais porosos (espuma) ou fibrosos (lã de vidro, lã de rocha, algodão, etc).

Os materiais de alta absorção acústica são normalmente porosos e/ou fibrosos. Nos materiais porosos a energia acústica incidente entra pelos poros e dissipa-se por reflexões múltiplas e atrito viscoso, transformando-se em energia térmica. Nos materiais fibrosos a energia acústica incidente entra pelos interstícios das fibras, fazendo-as vibrar junto com o ar, dissipando-se assim por transformação em energia térmica por atrito entre as fibras excitadas [Gerges, 2000].

Tanto para o material poroso, quanto para o fibroso, é essencial que o material admita a passagem de um fluxo de ar, o que terá como consequência a possibilidade da propagação de ondas acústicas pelo ar dos poros ou interstícios do material fibroso ou poroso. Os materiais acústicos devem ter células abertas. Um modo simples de verificar a permeabilidade ao fluxo de ar de determinado material é soprar através dele com a boca encostada. Um bom exemplo é a comparação da absorção acústica da espuma com a da cortiça ou do tijolo. Como a espuma apresenta maior permeabilidade à passagem de um fluxo de ar do que a cortiça ou o tijolo, sua absorção acústica é maior do que a dos outros dois [Gerges, 2000].

A característica de absorção acústica de um material é determinada por um coeficiente de absorção acústica α , definido pela razão entre a energia acústica absorvida W_a e a energia acústica incidente W_i .

$$\alpha = W_a / W_i$$

O valor de α sempre é positivo variando de zero a um ($0 \leq \alpha \leq 1$) e depende principalmente da freqüência, do ângulo da incidência do som, tipo de campo sonoro (difuso, ondas planas, etc.), densidade, espessura e estrutura interna do material.

O experimento foi montado na câmara reverberante da Springer Carrier, onde o ruído foi medido e analisado através de um analisador de ruído Brüel &Kjaer tipo 2133.

Na situação inicial, tem-se a fonte de ruído instalada dentro da carcaça, sendo medido o valor de 97 dB(A). Várias combinações de materiais foram montadas, sendo que os melhores resultados obtidos foram:

- Borracha natural (3mm): 83dB(A);
- Borracha natural e poliestireno aluminizado: 80,6 dB(A);
- Borracha natural e espuma PVC: 78,6 dB(A);
- Borracha natural e espuma comum: 78 dB(A);
- Borracha natural e feltro sintético duplo: 74 dB(A).

A melhor combinação atingiu atenuação de 23 decibéis, sendo a especificação dos materiais descrita a seguir:

- Feltro sintético duplo: manta de feltro misto 50% fibra acrílica e 50% poliéster, prensada termicamente. Densidade 250 +/- 10 kg/m³, espessura 18 +/- 2mm.
- Borracha natural: manta de elastômero SBR, cor preto. Densidade 1400 +/- 60 kg/m³, espessura 3 +/- 0,5mm.

Na figura 12.4 verifica-se o comportamento dos materiais citados em todo o espectro emitido pelo gerador de ruído. Verifica-se o melhor comportamento da composição de borracha natural e feltro sintético duplo em todo o espectro.

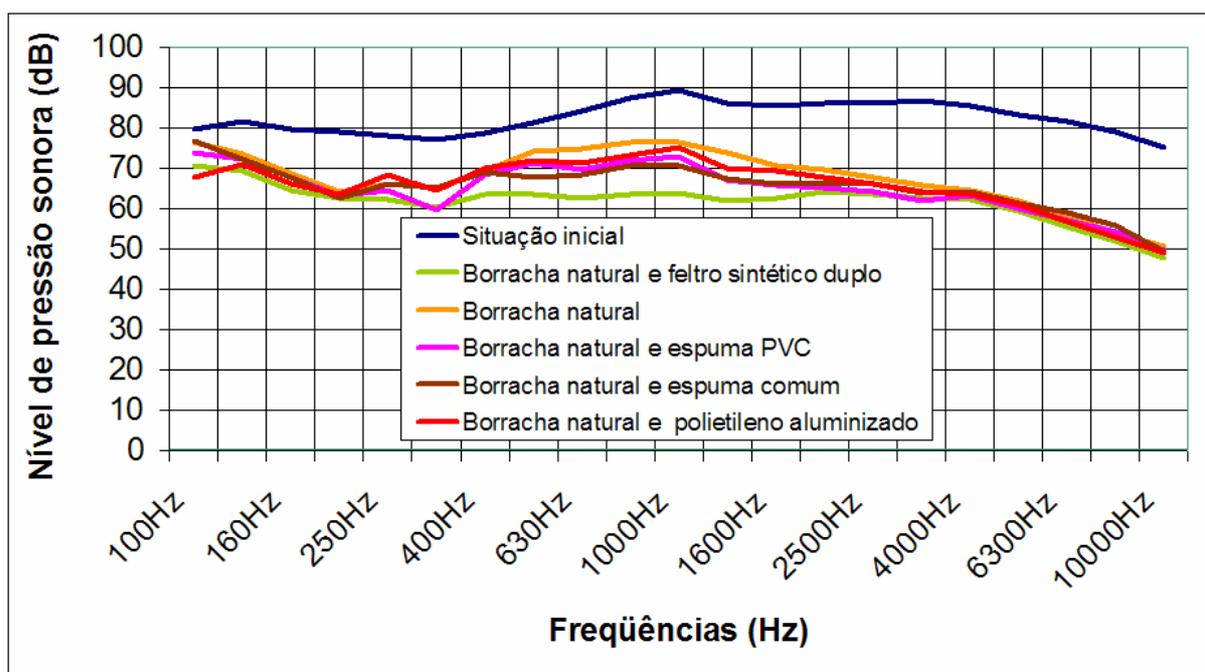


Figura 12.4 – Espectro medido com várias composições de materiais para jaquetas acústicas

Na figura 12.5 tem-se a resposta do protótipo com a composição escolhida, nas frequências de maior pressão sonora emitida pelo compressor: 1 e 2 kHz.

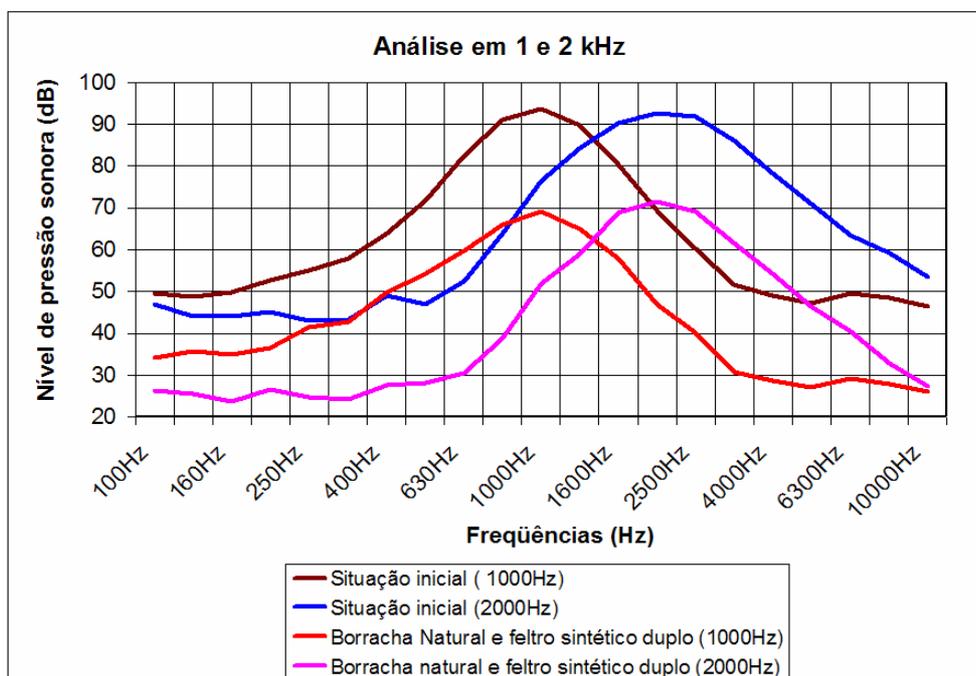


Figura 12.5 – Análise em 1 e 2 kHz

Obteve-se atenuação global de 23 dB com relação ao espectro gerado, porém é necessário considerar as perdas pela presença de flanges e válvulas. Na prática em *chillers* com condensação a ar, além do ruído dos compressores tem-se o ruído dos ventiladores. Em uma máquina de tamanho médio, que utiliza este tipo de compressores, com capacidade de refrigeração de 120 TR (422 kW), a atenuação obtida foi de 6 decibéis.

Na figura 12.6 as jaquetas com o desenvolvimento concluído, instaladas em um *chiller* com condensação à água e capacidade superior a 300 TR (1055 kW). Obteve-se atenuação de dez decibéis.

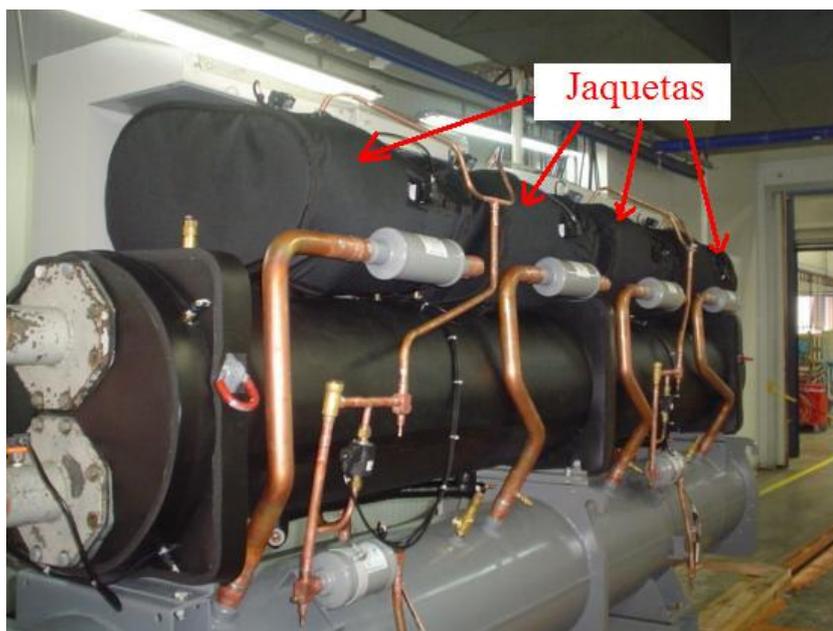


Figura 12.6 – Jaquetas acústicas instaladas em um *chiller* com condensação à água e capacidade superior a 300 TR (1055 kW)

13. CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE

13.1 Conclusões

Diante dos fatores expostos neste trabalho, fica evidente a importância do projeto de instalação para equipamentos de ar condicionado de grande porte. A partir de um projeto bem fundamentado, é possível escolher qual o melhor equipamento a ser instalado. O projeto deve levar em conta o local de instalação, visto que regiões residenciais geralmente possuem baixo ruído de fundo. É necessário medir este ruído no horário mais crítico, de acordo com o período de funcionamento previsto e comparar com o ruído gerado pelo equipamento, antes mesmo de sua aquisição.

A legislação vigente no local deve ser consultada e utilizada como base na escolha do tipo de equipamento e local de instalação. Para equipamentos que possuem opção de condensação a ar ou à água, é necessário comparar o ruído do sistema a ar com o ruído gerado pelas torres de resfriamento utilizadas nos sistemas com condensação à água, visto que neste caso, a máquina pode ser completamente enclausurada em casa de máquinas. É importante considerar também o ruído gerado por bombas de água gelada e de condensação (se aplicadas), além de outros sistemas de movimentação ou renovação de ar que possam ser utilizados.

O planejamento do local de instalação deve ser realizado antes do início de um novo empreendimento, visto que o afastamento entre a fonte e o receptor provavelmente seja o meio mais econômico de evitar problemas acústicos.

Nos casos onde houver a necessidade de aplicação de atenuadores de ruído, os mesmos devem ser projetados de modo que não interfiram no funcionamento dos equipamentos. Após visitar instalações em diferentes regiões, conclui-se que grande parte dos métodos aplicados, buscando atenuação de ruído, além de onerosos, reduzem consideravelmente a performance dos equipamentos; em casos extremos tem-se a redução de sua vida útil. O livre acesso para manutenção e operação dos equipamentos é dificultado na maioria dos casos.

Nesse trabalho mostrou-se a aplicabilidade dos atenuadores de ruído de ventilação do tipo células e duto, sendo necessário tratar simultaneamente a tomada de ar e a descarga dos ventiladores. O conceito de dutos para tomada de ar e descarga de ventiladores testado, mostrou ser mais simples e barato, com custo aproximadamente 70% inferior. Este conceito não impede o acesso aos demais componentes do sistema.

É importante ressaltar que os conceitos expostos nesse trabalho podem indicar o dimensionamento de atenuadores em diversas aplicações similares, porém, os resultados obtidos são referentes aos sistemas de ventilação testados. Outros sistemas podem apresentar resultados diferentes, em função do espectro de ruído gerado e da pressão disponível na descarga do ventilador.

Compressores do tipo *scroll* geralmente apresentam baixos níveis de ruído, enquanto que compressores do tipo parafuso ou alternativo apresentam níveis de ruído superiores ao nível da ventilação. A proposta de jaqueta acústica apresentada é específica para o espectro de ruído gerado pelo compressor parafuso em análise. Para outros tipos de compressores é necessário avaliar além do espectro, a possibilidade de enclausurar o compressor, efetivo somente se o motor for interno e refrigerado pela vazão de refrigerante.

13.2 Sugestões de continuidade

A seguir são expostas algumas sugestões de continuidade para este trabalho:

- Testar outras configurações e dimensões para atenuadores formados por dutos, levando em consideração a atenuação de ruído obtida e a redução de vazão de ar.
- Na área de análise de sinais, estudar o desenvolvimento de um atenuador ativo de ruído, dedicado a um determinado ventilador com velocidade fixa, reduzindo a necessidade de aquisição e processamento de sinais.

14. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BERANEK, L.L., 1991. “**Noise Reduction**”, Peninsula Publishing, Los Altos, Califórnia, 2ª ed., 752p.

CARRIER CORPORATION, 1997. “**Fundamentals of vapor compression systems: Thermal analysis and design**”, Syracuse, NY. Paginação irregular.

COSTA, E.C.C.,1974. “**Física aplicada à construção: Conforto térmico**”, Blücher, São Paulo, 2ª ed., 258p.

CREDER, H, 1985. “**Instalações de ar condicionado**”, Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 2ª ed., 298p.

GERGES, S.N.Y, 2000. “**Ruído: fundamentos e controle**”, NR Editora, Florianópolis, 2ª ed., 696p.

LAGEMANN, C.H., 2003. “**Atenuação de Ruído em Chillers**”, Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 23p.

SPRINGER CARRIER, 1990. “**A história do ar condicionado é a história do seu próprio conforto**”, 3p., folder.

TAMAGNA, A. & LARANJA, R.A.C, 2003. “**Redução de Ruído Industrial**”, Porto Alegre, apostila.

VAN WYLEN, G.J. & SONNTAG, R.E., 1973 “**Fundamentos da Termodinâmica Clássica**”, Edgard Blücher, São Paulo, 616p.

WANDER, P.R., 1995. “**Curso de refrigeração e condicionamento de ar; Visão Geral, Simulação e Calorímetros**”, Springer Carrier – Engenharia de Produto. Paginação irregular.

ANEXO 1

Conceitos básicos sobre condicionadores de ar

A seguir são apresentados conceitos básicos sobre condicionadores de ar que utilizam como fluido refrigerante o R-22. Os conceitos e definições apresentados a seguir estão baseados nos trabalhos de Wylen & Sonntag (1973), Creder (1985), Costa (1974) e Wander (1995).

1.1 Ciclos de refrigeração

Unidades condicionadoras de ar trabalham com no mínimo dois fluidos no seu sistema de refrigeração, sendo um deles o próprio ar e o outro o refrigerante. Esse refrigerante atinge as temperaturas requeridas para o funcionamento do aparelho, sejam elas baixas ou altas, dentro das condições operacionais adequadas.

O sistema comumente utilizado nos aparelhos de ar condicionado de baixa e média capacidade é a expansão direta com condensação a ar. Neste sistema, o refrigerante evapora em um trocador de calor denominado evaporador e condensa em outro trocador denominado condensador, que também troca calor com o ar.

Os fluidos apresentam características especiais, quando em mudança de estado. Por exemplo, ao mudar a pressão exercida sobre o fluido, muda-se a sua temperatura de evaporação. Quanto mais baixa a pressão, menor será a temperatura de evaporação do fluido.

Ao introduzir-se um líquido em um vaso, onde inicialmente existe vácuo, com paredes mantidas a uma temperatura constante, verifica-se a evaporação imediata do líquido. Nesse processo, o calor latente de vaporização será fornecido pelas próprias paredes do vaso. O efeito de resfriamento resultante, neste período é o ponto de partida do ciclo de refrigeração e o efeito útil desejado.

À medida que ocorre a evaporação do líquido no vaso descrito anteriormente, a pressão dentro do vaso sobe até que alcance um valor máximo de temperatura – a pressão de vapor de saturação. Depois disso, nenhum líquido se evaporará e, naturalmente, o efeito de resfriamento cessará. Qualquer quantidade adicional de fluido introduzido permanecerá em estado líquido, no fundo do vaso. Ao remover-se parte do vapor do vaso através da sucção, a pressão tenderá a cair, provocando uma evaporação adicional do líquido. Mantendo-se o fluxo de líquido com o compressor succionando continuamente, o processo de resfriamento descrito acima prossegue intermitentemente.

Para que o processo de refrigeração possa ocorrer, são necessários os seguintes elementos: (i) líquido refrigerante, (ii) recipiente onde a vaporização e o resfriamento do ar possam ocorrer; este recipiente é o evaporador, (iii) compressor para remoção do vapor do refrigerante, e (iv) fornecimento de calor, para que o evaporador mantenha-se à uma temperatura constante.

O processo descrito anteriormente demanda um consumo contínuo de líquido refrigerante, o que resultaria em um equipamento economicamente inviável. Este processo é otimizado convertendo-o em um ciclo contínuo. A etapa inicial no ciclo de refrigeração ocorre com a mudança de estado líquido-vapor do elemento refrigerante; esta etapa foi descrita acima. Para fazer o refrigerante retornar ao estado líquido e, assim, completar o ciclo de refrigeração, é necessário o seu resfriamento. Os meios mais comumente utilizados no resfriamento do refrigerante são (a) água ou (b) ar, ambos à uma temperatura mais elevada do que a temperatura do ar que está sendo resfriado no evaporador. Como a temperatura de condensação deve ser ainda mais elevada que a desse meio, a pressão de vapor correspondente à temperatura de condensação deve ser bem mais elevada do que a pressão do evaporador. O aumento desejado de pressão é provocado pelo compressor.

A liquefação do refrigerante é realizada num condensador que é, essencialmente, um recipiente resfriado externamente pelo ar ou água. O gás refrigerante aquecido e à alta pressão é conduzido do compressor para o condensador, onde se liquefaz. Como estão presentes no condensador o vapor e o líquido à uma mesma pressão, completa-se o ciclo através de um dispositivo de expansão, que reduz a pressão do refrigerante para injeção no evaporador.

Como visto anteriormente, para que o ciclo de refrigeração funcione, nas condições de projeto, é necessário ajustar as pressões e correspondentes temperaturas de trabalho, utilizando, para tanto, o fluido refrigerante. Se o fluido refrigerante selecionado for água, por exemplo, serão necessárias pressões muito baixas, o que resultaria em problemas de vazamento no equipamento. Com o objetivo de solucionar este problema, foram desenvolvidos diversos fluidos especiais (amônia, Dilene), muitos dos quais são causadores de danos na camada atmosférica de ozônio. O fluido Freon R22, utilizado atualmente na maioria dos aparelhos domésticos, apresenta temperatura usual de evaporação de 7°C , o que corresponde a uma pressão absoluta de 621 kPa, 6 vezes maior que a pressão atmosférica. A temperatura usual de condensação utilizada é de 54°C , corresponde a 2.126 kPa, 21 vezes maior que a pressão atmosférica.

O fluido refrigerante apresenta diferentes funções e características, ao longo do ciclo de refrigeração, descritos a seguir. Os pontos listados a seguir referem-se a eventos característicos do funcionamento de aparelhos de ar condicionado.

Sucção do Compressor

Ponto de entrada do fluido refrigerante no compressor, denominado sucção do compressor. O fluido refrigerante encontra-se no estado de vapor superaquecido, à baixa temperatura. O superaquecimento caracteriza-se pelo aumento da temperatura, além do ponto de evaporação do fluido refrigerante, mantida uma pressão constante.

Na sucção do compressor, a pressão do sistema atinge o seu valor mínimo. Isso se deve ao fato do refrigerante, ao longo do evaporador, sofrer uma perda de carga devido ao atrito do refrigerante com as paredes da tubulação que o conduz.

Depois de passar pelo evaporador, o refrigerante já retirou calor do ar (efeito útil do sistema de refrigeração) para mudar de fase, apresentando uma entalpia razoavelmente alta. Como a troca de calor foi predominantemente latente (evaporação), sua temperatura ainda está baixa, geralmente entre os 15 e 20°C.

Descarga do Compressor

Conforme mencionado anteriormente, a temperatura de condensação do refrigerante deve ser mais alta que a temperatura do agente externo utilizado na condensação (geralmente ar ou água à temperatura ambiente, usualmente denominado condensação a ar ou condensação a água, respectivamente). A pressão correspondente a essa temperatura é a pressão de condensação. O refrigerante entra no compressor superaquecido, saindo com uma temperatura ainda mais alta, além da temperatura de condensação. Esse aumento na temperatura do refrigerante deve-se essencialmente ao aumento de pressão exercida pelo compressor, além do atrito entre o refrigerante e as paredes do compressor. O aquecimento das paredes da câmara de compressão eleva a temperatura de descarga do refrigerante, sendo este o ponto de maior temperatura e pressão do sistema (geralmente 80~90°C e pressão de 2068 kPa em condições normais; considerando a temperatura do ambiente externo de 35°C). A entalpia, neste ponto, também atinge seu ponto máximo. Depois de absorver energia no evaporador, o refrigerante absorve a energia do trabalho de compressão, necessário para a continuidade do ciclo.

Saída do Condensador

No condensador, o vapor superaquecido que sai do compressor é transformado em líquido sub-resfriado. Depois de liberar calor para a atmosfera, o refrigerante encontra-se em estado líquido à alta temperatura e com maior densidade. Como a transferência de calor é latente (condensação do refrigerante) na maior parte do processo, a temperatura na saída do condensador deveria ser igual à temperatura de condensação; todavia, é desejável diminuir esta temperatura, o que é feito através da operação de sub-resfriamento. O sub-resfriamento é importante para garantir líquido na entrada da válvula de expansão, além de favorecer a capacidade de refrigeração no evaporador. No sub-resfriamento, normalmente utilizado, a temperatura do refrigerante é diminuída em aproximadamente 5°C. A temperatura do refrigerante no estado líquido fica um pouco abaixo dos 50°C em máquinas com condensação à ar.

Na saída do condensador, a entalpia é a mais baixa do ciclo, já que o objetivo é justamente devolver ao refrigerante sua capacidade de absorção de energia, através de uma entalpia baixa. O refrigerante absorve calor do ambiente no evaporador e recebe mais calor adicionado pelo compressor, todo esse calor será liberado para o exterior, de modo que o ciclo possa recomeçar.

Saída do Dispositivo de Expansão

Neste ponto, o refrigerante começa a realizar o trabalho para o qual foi projetado, isto é, trocar calor com o ambiente a ser climatizado. O refrigerante sofre uma redução de pressão devido à restrição oferecida pelo dispositivo de expansão. Como não há acréscimo de trabalho, nem troca de calor na expansão, a entalpia permanece a mesma do ponto anterior. Durante a expansão do refrigerante dentro do dispositivo de expansão, o fluido passa do estado líquido para um estado de líquido e vapor. Este é o ponto mais frio do sistema. Depois do fluido refrigerante perder grande parte de sua energia no condensador, diminui ainda mais sua temperatura no dispositivo de expansão, para que possa trocar calor no evaporador. A partir deste ponto, o refrigerante entra no evaporador e o ciclo inicia novamente.

Na figura 1 ilustra-se um ciclo de refrigeração com expansão direta. Na região em que o fluido está representado em azul tem-se baixa pressão e temperatura; o fluido em vermelho representa alta pressão e temperatura. A variação na concentração de bolhas sugere a alteração do título durante a evaporação e condensação.

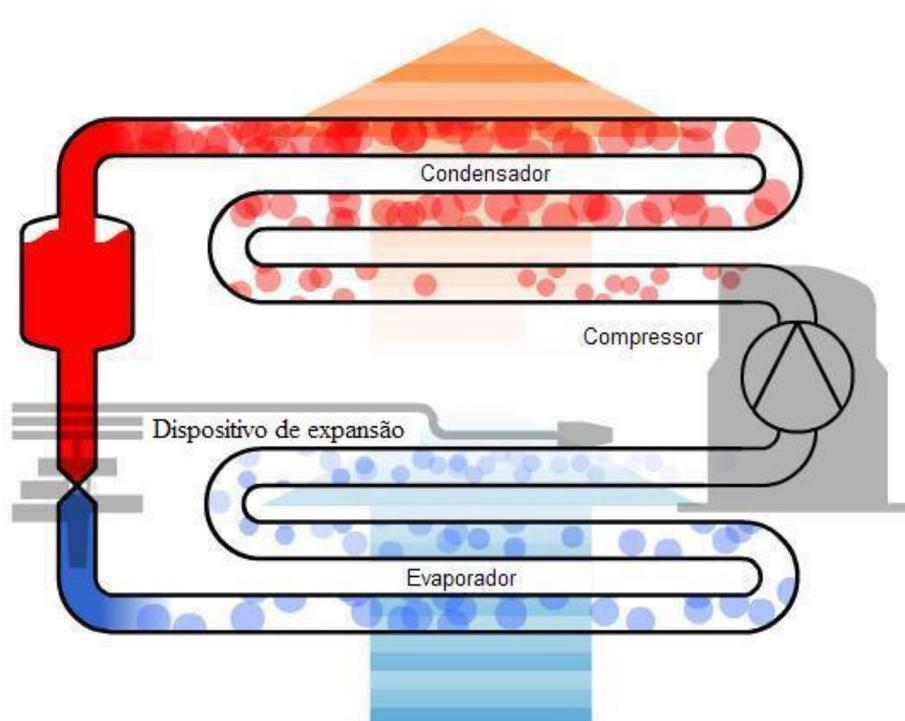


Figura 1 – Ciclo de Refrigeração

Do ponto de vista acústico, os quatro componentes básicos do ciclo de refrigeração mostrados, na figura 1, são os responsáveis pela geração de ruído em qualquer sistema de ar condicionado.

No evaporador, basicamente, tem-se o ruído gerado pelo sistema de ventilação, de baixa intensidade e geralmente agradável, por originar-se da movimentação do ar. Em grandes sistemas de água gelada, a grande vazão de ar dos *fan coils* pode gerar elevados níveis de ruído, entretanto a distribuição de ar através de dutos afasta a fonte do público. Em casos críticos são utilizados atenuadores conhecidos por lamelas (ou células de atenuação) nos dutos, evitando que o ruído gerado pelo sistema de ventilação alcance o ambiente climatizado.

O ruído gerado pelo dispositivo de expansão pode estar presente em máquinas de pequeno porte como aparelhos de janela e *splits* de baixa capacidade. É originado pela grande perda de carga do capilar, tubo de diâmetro interno inferior a 1mm. A grande diminuição na pressão do fluido refrigerante neste ponto, pressão e temperatura neste ponto levam o fluido a atingir a velocidade do som no fluido, gerando um ruído característico. Este ruído pode ser minimizado pela utilização de expansões de diâmetro gradativo e pelo afastamento dos capilares do trocador de calor interno (evaporador).

O compressor e o sistema de ventilação do condensador são os principais geradores de ruído em sistemas de ar condicionado. Em aparelhos de janela, o ruído gerado pelo compressor se destaca. Em sistemas do tipo *split*, quando bem instalado, o ruído do compressor é imperceptível, por estar afastado do ambiente climatizado; é necessário que também esteja afastado da comunidade. Em sistemas centrais, compressores do tipo *scroll* geralmente possuem ruído inferior ao sistema de ventilação do condensador. Por outro lado, compressores do tipo parafuso ou alternativo são muito mais ruidosos.

Os sistemas de ventilação de centrais de ar condicionado geralmente possuem níveis de ruído elevados, pela necessidade de dissipar todo o calor retirado do ambiente interno através de várias evaporadoras, além de dissipar o calor gerado pelos compressores, tornando necessária grande vazão de ar nos condensadores.

1.2 Classificação dos sistemas condicionadores de ar

O ar condicionado é definido como o controle simultâneo da temperatura, umidade, filtragem e movimento do ar em determinado ambiente. Uma unidade condicionadora de ar consiste em meios para transferência de calor, para aquecimento e resfriamento, ventilação para circulação e meios de limpeza do ar.

Além destes componentes, aparelhos de ar condicionado necessitam de sistemas de evaporação, compressão e condensação do fluido refrigerante e sistema de controle. Estes sistemas podem ser incorporados ao gabinete principal da unidade ou serem instalados remotamente, sendo interligados ao gabinete da unidade condensadora via tubulações de refrigeração e interligações elétricas.

Os sistemas condicionadores de ar podem ser classificados de diversas formas, conforme o tipo de classificação escolhido, podendo ser por capacidade de refrigeração, tipo de condensação, tipo de insuflamento, expansão direta ou água gelada, etc.

No Brasil, comercialmente, aparelhos condicionadores de ar são divididos nos seguintes grupos:

- Individuais – são aparelhos completos, geralmente com capacidade de refrigeração de 7.500 (2,2 kW) a 30.000 Btu/h (8,79 kW), que atendem a um único ambiente, também conhecido por aparelhos de “janela” em função de serem instalados em aberturas nas paredes.
- *Splits* – possuem dois módulos interligados, a evaporadora e a condensadora; apenas a evaporadora, composta pelo evaporador e ventilador que atende ao ambiente condicionado é

instalada no seu interior, minimizando o ruído gerado. Na condensadora, o condensador e o dispositivo de expansão são instalados juntamente com o compressor no ambiente externo. Este tipo de unidade possui uma grande faixa de 7.000 (2 kW) a 480.000 Btu/h (140,7 kW), existindo modelos que atendem a um único ambiente e modelos que devem ser conectados a rede de dutos de insuflamento, atendendo a diversos ambientes independentes. Na figura 2 mostra-se um esquema representando um *split* em ciclo de refrigeração.

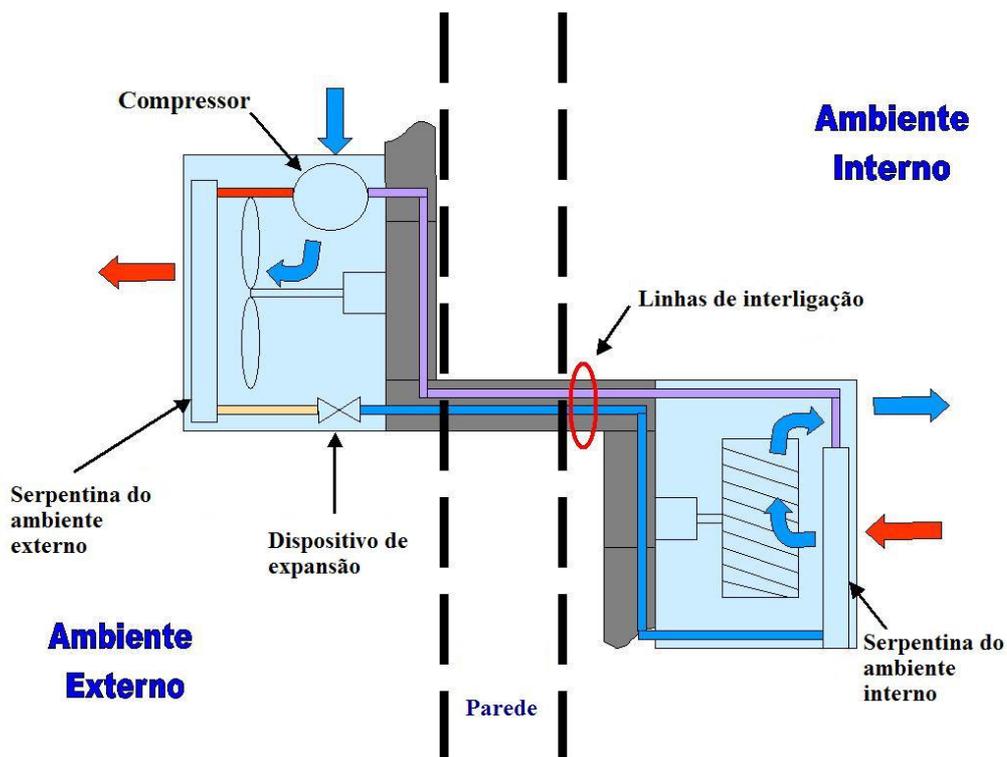


Figura 2 – Esquema representando um *split*

- *Self Contained* – unidades com capacidade de 5 (17,6 kW) a 44 toneladas de refrigeração (155 kW), possuem todos os componentes, inclusive compressor e condensador, inseridos em um único gabinete; normalmente são utilizados para atender sistemas de climatização de prédios de médio porte, como lojas, agências bancárias e escritórios;
- Resfriadores de líquido (*chillers*) - são unidades com capacidade na ordem de 12 (42 kW) a 375 toneladas de refrigeração (1.319 kW) que produzem água gelada (ou aquecida, conforme a finalidade), sendo utilizadas em sistemas de ar condicionado central de grandes prédios comerciais como supermercados, hospitais, *shopping centers*, aeroportos e processos industriais. Os *chillers* são sistemas de refrigeração que utilizam um fluido intermediário (água) no evaporador. São instalados no ambiente externo, sendo que a água gelada é distribuída pela

instalação atendida através de tubulações e bombas. A rejeição de calor pode ser realizada de duas maneiras: condensação a ar ou à água. O primeiro caso é utilizado em todos os sistemas citados anteriormente; são utilizados trocadores de calor do tipo aletado com ventilação forçada. No caso da condensação à água, a unidade geralmente possui um trocador de calor do tipo casco e tubo onde o gás à alta temperatura e pressão troca calor com um circuito fechado de água bombeada até uma torre de resfriamento, onde troca calor com o ar externo. Estes sistemas são indicados para locais onde se necessita de baixo nível de ruído, uma vez que o *chiller* pode ser instalado em casa de máquinas completamente enclausurado. Obviamente é necessário que o ruído gerado pelo ventilador da torre de resfriamento seja compatível ou que a torre seja instalada afastada. Na figura 3 apresenta-se um *chiller* com condensação à água. O trocador de calor do tipo casco e tubo na parte inferior da máquina substitui os aletados do condensador.



Figura 3 – *Chiller* com condensação à água

- Os *fan coils* (figura 4) são unidades dotadas de trocador de calor e ventilação que utilizam a água gelada, produzida pelos *chillers*, para troca de calor com o ambiente a ser climatizado; no mercado existem modelos com variadas capacidades de refrigeração, podendo atender desde um pequeno ambiente, como uma sala comercial, até a área total de um grande supermercado. Na figura duas setas representam a entrada e saída da água no trocador de calor. Neste ponto, a água entra a uma temperatura média de 7°C e sai na temperatura do ambiente climatizado.

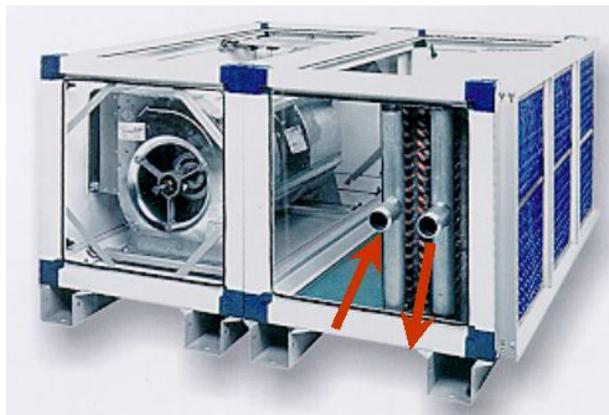


Figura 4 – *Fan coil* de médio porte

Na figura 5 mostra-se um ambiente climatizado por um *fan coil* de pequeno porte abastecido pela água refrigerada pelo *chiller*. O prédio é abastecido por água gelada através de um sistema hidráulico.



Figura 5 – Ambiente climatizado por *fan coil* de pequeno porte

APÊNDICE 1

1.1 – Custos – Instalação do conceito original:

CUSTO PARA INSTALAÇÃO EM 1 MÁQUINA

Itens comprados

R\$ 2250,00 Lã de rocha: 150 m² x R\$ 15,00/m²R\$ 990,00 Tela plástica (mosquiteiro): 330 m² x R\$ 3,00/m²R\$ 1250,00 Chapa perfurada fixação lã de rocha descarga: 50 m² x R\$ 25,00/m²

R\$ 4490,00 Total itens comprados

Pré Montagens e Instalação em campo

R\$ 8.625,00 345 horas x R\$ 25/hora

				Hora/Homem	R\$ 50,00			R\$/minuto	R\$ 0,83
				Estamparia					
Estamparia									
Item	Quantidade	Peso chapa	R\$ / kg	R\$ / peça	Total	minutos	R\$/ minuto	R\$/pç	Total
1	14	6,2 kg	R\$ 3,00	R\$ 18,70	R\$ 261,83	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 81,34
2	28	1,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 3,40	R\$ 95,26	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 116,20
3	28	2,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 6,22	R\$ 174,22	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 162,68
4	22	6,2 kg	R\$ 3,00	R\$ 18,70	R\$ 411,44	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 127,82
5	44	1,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 3,40	R\$ 149,69	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 182,60
6	44	1,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 3,27	R\$ 143,75	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 182,60
7	18	10,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 30,42	R\$ 547,56	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 74,70
8	36	3,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 11,31	R\$ 407,16	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 209,16
9	36	1,6 kg	R\$ 3,00	R\$ 4,94	R\$ 177,77	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 149,40
10	10	2,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 5,90	R\$ 58,98	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 58,10
11	10	4,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 14,31	R\$ 143,10	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 41,50
12	2	4,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 14,31	R\$ 28,62	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 8,30
13	2	1,3 kg	R\$ 3,00	R\$ 4,02	R\$ 8,03	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 9,96
14	4	3,9 kg	R\$ 3,00	R\$ 11,76	R\$ 47,04	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 23,24
15	4	0,5 kg	R\$ 3,00	R\$ 1,50	R\$ 6,00	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 19,92
16	2	3,6 kg	R\$ 3,00	R\$ 10,80	R\$ 21,60	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 8,30
17	4	3,9 kg	R\$ 3,00	R\$ 11,76	R\$ 47,04	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 23,24
18	2	4,7 kg	R\$ 3,00	R\$ 14,10	R\$ 28,20	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 9,96
19	4	0,7 kg	R\$ 3,00	R\$ 1,95	R\$ 7,80	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 16,60
20	2	16,9 kg	R\$ 3,00	R\$ 50,76	R\$ 101,52	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 9,96
21	4	5,3 kg	R\$ 3,20	R\$ 16,83	R\$ 67,33	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 16,60
22	4	8,8 kg	R\$ 3,20	R\$ 28,13	R\$ 112,51	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 23,24
23	4	9,7 kg	R\$ 3,20	R\$ 30,95	R\$ 123,80	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 23,24
24	1	16,6 kg	R\$ 3,00	R\$ 49,68	R\$ 49,68	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 4,98
25	1	3,7 kg	R\$ 3,00	R\$ 11,17	R\$ 11,17	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 4,15
26	1	3,7 kg	R\$ 3,00	R\$ 11,17	R\$ 11,17	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 4,15
27	1	5,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 15,03	R\$ 15,03	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 4,98
28	1	5,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 15,33	R\$ 15,33	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 4,98
29	1	26,3 kg	R\$ 3,00	R\$ 78,81	R\$ 78,81	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 4,15
30	1	7,3 kg	R\$ 3,00	R\$ 22,02	R\$ 22,02	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 4,15

31	2	0,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 2,52	R\$ 5,04	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 8,30
32	2	1,7 kg	R\$ 3,00	R\$ 5,04	R\$ 10,08	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 8,30
33	1	0,4 kg	R\$ 3,00	R\$ 1,29	R\$ 1,29	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 4,15
34	1	8,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 23,90	R\$ 23,90	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 5,81
35	2	5,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 17,42	R\$ 34,85	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 11,62
36	2	5,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 17,42	R\$ 34,85	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 11,62
37	4	6,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 18,11	R\$ 72,42	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 16,60
38	4	6,6 kg	R\$ 3,00	R\$ 19,83	R\$ 79,32	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 19,92
39	1	8,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 23,90	R\$ 23,90	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 5,81
40	2	1,3 kg	R\$ 3,00	R\$ 3,76	R\$ 7,52	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 8,30
41	4	1,1 kg	R\$ 3,00	R\$ 3,29	R\$ 13,16	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 16,60
42	8	1,3 kg	R\$ 3,00	R\$ 3,91	R\$ 31,25	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 33,20
43	1	8,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 23,90	R\$ 23,90	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 5,81
44	2	5,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 17,42	R\$ 34,85	7	R\$ 0,83	R\$ 5,81	R\$ 11,62
45	2	5,8 kg	R\$ 3,00	R\$ 17,42	R\$ 34,85	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 8,30
46	1	8,0 kg	R\$ 3,00	R\$ 23,90	R\$ 23,90	6	R\$ 0,83	R\$ 4,98	R\$ 4,98

			Custo Matéria-Prima	R\$ 3828,54		Custo Mão-de-Obra	R\$ 1791,14
748 pçs	43 pçs diferentes						

R\$ 4.490,00 Itens comprados
 R\$ 3.828,54 Custo Matéria-Prima Estamparia
 R\$ 1.791,14 Custo Mão-de-Obra Estamparia
 R\$ 8.625,00 Pré-Montagens e Instalação em campo
 R\$ 18.734,68 Total

1.2 – Estimativa de custos conceito proposto nesta dissertação:

Itens comprados

R\$ 900,00	Lã de rocha: 60 m ² x R\$ 15,00/m ²
R\$ 390,00	Tela plástica (mosquiteiro): 130 m ² x R\$ 3,00/m ²
R\$ 1.250,00	Chapa perfurada fixação lã de rocha descarga: 50 m ² x R\$ 25/m ²
R\$ 2.540,00	TOTAL

Item	Quantidade	Peso chapa	R\$ / kg	R\$ / peça	Total	Min	R\$/ min	R\$/pç	Total
DUTOS EXTERNOS SUC/DESC 1m	12	25	R\$ 3,00	R\$ 75,00	R\$ 300,00	10	R\$ 0,83	R\$ 8,30	R\$ 99,60
DUTOS CONCÊNTRICOS	12	8	R\$ 3,00	R\$ 24,00	R\$ 96,00	5	R\$ 0,83	R\$ 4,15	R\$ 49,80
SUPORTE MOTOR	6	15	R\$ 3,00	R\$ 45,00	R\$ 90,00	15	R\$ 0,83	R\$ 12,45	R\$ 74,70
				Matéria - prima	R\$ 486,00			Mão-de-obra	R\$ 224,10
Pré-Montagens e Instalação em campo 100 horas x R\$ 25,00/hora									R\$ 2.500,00
TOTAL									
Itens comprados					R\$ 2.540,00				
Matéria-prima da estamperia					R\$ 486,00				
Mão-de-obra da estamperia					R\$ 224,10				
Pré-montagem e instalação em campo					R\$ 2.500,00				
TOTAL					R\$ 5.750,10				

APÊNDICE 2 – Imagem do autor sobre as células de atenuação

Imagem da montagem dos atenuadores de ruído nos dois *chillers* de 120 TR (422 kW), com o autor sobre as células de atenuação. Para se ter idéia das dimensões, o autor possui 1 metro e 80 centímetros de altura.



APÊNDICE 3 – Monografia “ATENUAÇÃO DE RUÍDO EM *CHILLERS*” [Lagemann, 2003]

CARLOS HENRIQUE LAGEMANN

ATENUAÇÃO DE RUÍDO EM *CHILLERS*

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Alberto Tamagna

Porto Alegre
2003



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ATENUAÇÃO DE RUÍDO EM *CHILLERS*

CARLOS HENRIQUE LAGEMANN

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Flávio José Lorini
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. IGNÁCIO ITURRIOZ
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. HERBERT MARTINS GOMES
UFRGS / DEMEC

Prof. Msc. JUAN PABLO RAGGIO QUINTAS
UFRGS / DEMEC

Eng. Msc. LUIZ FELIPE RODRIGUES COSTA
GERENTE DE ENGENHARIA DA SPRINGER CARRIER

Porto Alegre
2003

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais por terem me possibilitado a realização deste curso, mesmo diante das dificuldades pelas quais passamos desde meados até o fim dos anos noventa.

Ao apoio recebido de toda a família, em especial à namorada Kátia, sempre compreensiva e carinhosa diante das longas horas de estudos exigidas por este curso.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Alberto Tamagna por dispor de seu tempo pessoal para auxiliar no desenvolvimento deste trabalho, sempre indicando a melhor direção a seguir baseado em sua experiência.

À empresa Springer Carrier, não só por possibilitar a realização deste trabalho, mas também por disponibilizar todos os recursos necessários para pesquisa, fabricação dos protótipos e realização dos testes.

LAGEMANN, C. H. **Atenuação de Ruído em Chillers**. 2003. 23 f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

RESUMO

Neste trabalho, realiza-se uma análise de ruído em equipamentos de refrigeração de grande porte denominados *chillers*, utilizados em grandes edificações. Através desta análise determina-se a importância das fontes de ruído envolvidas, passando-se a projetar e construir atenuadores de ruído. Estes atenuadores são testados em várias configurações com o objetivo de encontrar-se a melhor relação entre atenuação de ruído e perda de vazão de ar nos condensadores em função de sua presença. Os resultados demonstram a influência das configurações testadas, indicando a possibilidade de maiores atenuações. Através de simulações realizadas pelo departamento de Engenharia da empresa Springer Carrier, conclui-se que a instalação destes atenuadores praticamente não afeta o desempenho destas máquinas.

PALAVRAS-CHAVE: Ruído, Atenuação, *Chiller*.

LAGEMANN, C. H. **Noise Atenuation in Chillers**. 2003.23 f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

ABSTRACT

The present work performs an assessment of noise resulting from refrigeration units of large proportions, called *chillers*, used in big buildings. Through this evaluation the importance of the sources noises of envolved is assessed, according to which, noise attenuators are designed and built. These attenuators are tested in several configurations with the purpose of finding the best relation between the noise atenuation and loss of air flow inside condensers, due of its presence. The results demonstrate the influence of the tested configurations, indicating the possibility of even bigger atenuations. Through simulations performed by the Engeneering Departament of Springer Carrier Company, one concludes that the installation of these attenuators almost doesn't affect the performace of these machines.

KEYWORDS: Noise, Atenuation, Chiller.

SUMÁRIO

ABSTRACT	5
1. INTRODUÇÃO	7
2. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	7
3. DESENVOLVIMENTO	8
4. LIMITAÇÕES DO PROJETO	9
5. PROJETO	9
6. PROTÓTIPO	13
7. MEDIÇÕES	15
8. RESULTADOS	15
9. VAZÃO	20
10. INFLUÊNCIA NO FUNCIONAMENTO DOS <i>CHILLERS</i>	20
11. ASPECTOS A SEREM OBSERVADOS	20
12. ANÁLISE DE CUSTOS	20
13. CONCLUSÕES	20
14. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	21
APÊNDICE	22



Figura 2.3 - Chiller com capacidade de 358 TR.

3. DESENVOLVIMENTO

A análise inicial baseia-se em medições realizadas nas fontes de ruído, buscando identificar o respectivo impacto no nível de ruído total. Assim, acompanhou-se a partida de uma máquina com capacidade de 80 toneladas de refrigeração, escolhida devido à grande demanda do mercado. Este equipamento contém 6 compressores e 4 ventiladores.

Após o início do funcionamento do primeiro compressor mediu-se 73 dBA. A partir do momento em que o primeiro ventilador foi acrescentado obteve-se 79 dBA. Após isto, com dois compressores e um ventilador ligados mediu-se 79,8 dBA. Em seguida, com o funcionamento de dois compressores e dois ventiladores mediu-se 82,8 dBA. Além disso, mapeou-se 12 pontos distribuídos em torno e sobre a máquina conforme mostrado na figura 3.1.

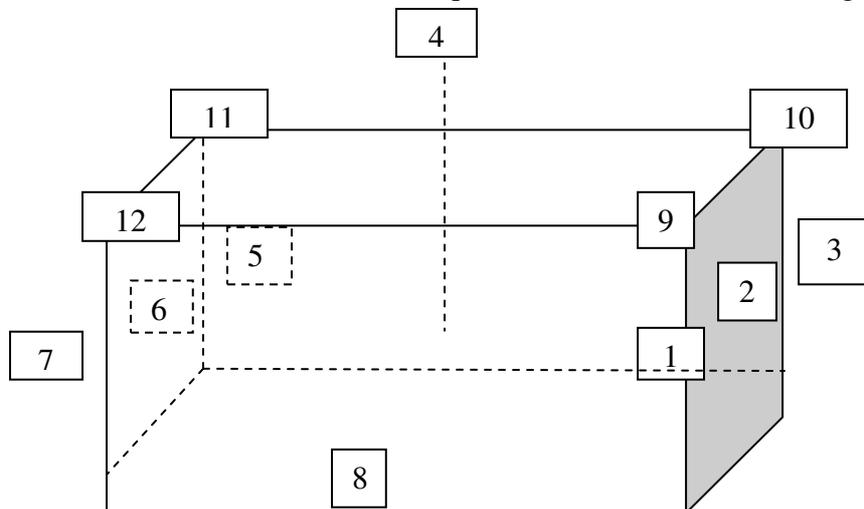


Figura 3.1 – Pontos determinados para realização das medições de ruído.

Os resultados destas medições constam na tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Medições realizadas em torno de uma máquina, em dBA.

Pontos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Ruído	83,6	83,7	82,6	83,8	82,2	83,2	83,4	85,5	82,6	83,6	83,5	83,0

O acionamento destes equipamentos torna-se possível somente com o sistema de distribuição de água gelada acionada. Assim realizaram-se estas medições dentro da cabine de tes-

tes com vários equipamentos adjacentes em funcionamento, não permitindo a aproximação de 1 metro necessária às medições de ruído.

Em função da existência de jaquetas acústicas para compressores no mercado, optou-se pelo desenvolvimento de atenuadores de ruído para os ventiladores. Assim, passou-se a pesquisar várias opções para o desenvolvimento de atenuadores dentro das limitações existentes.

4. LIMITAÇÕES DO PROJETO

A principal limitação do projeto de atenuadores acústicos para os ventiladores utilizados é a manutenção da vazão de ar, indispensável ao perfeito funcionamento do ciclo de refrigeração deste equipamento. A inobservância deste fator resulta na perda de capacidade de refrigeração do equipamento, maior consumo de energia elétrica e aumento das pressões de operação do sistema.

Existem relatos sobre a construção de grandes túneis na descarga dos ventiladores para tratamento acústico que afetaram de tal forma o funcionamento do equipamento, resultando na quebra de compressores de um *chiller* avaliado em dezenas de milhares de dólares, conforme ocorrido em uma instalação em Cali, Colômbia. Nas figuras 4.1 e 4.2 demonstra-se o duto construído para atenuação de ruído com comprimento de 3,8 metros.

(4.1)



(4.2)



Figuras 4.1 e 4.2 – Túnel para tratamento acústico que resultou na quebra de vários compressores.

Outra limitação do projeto é o próprio formato do equipamento, visto que se tem por objetivo atender máquinas em funcionamento, sem interesse em reformular a estrutura, substituir motores elétricos, hélices, etc. Além disso, o espaço físico disponível em instalações geralmente é muito limitado.

O custo em relação ao valor total do equipamento e ao benefício oferecido também deve ser muito bem avaliado.

5. PROJETO

Com o objetivo de atender as limitações do projeto desenvolveu-se um atenuador que consiste em duto para ser utilizado na descarga de cada ventilador, sendo que este possui o mesmo diâmetro do ventilador e não apresenta barreiras à passagem de ar, conforme pode ser visualizado na figura 5.1.

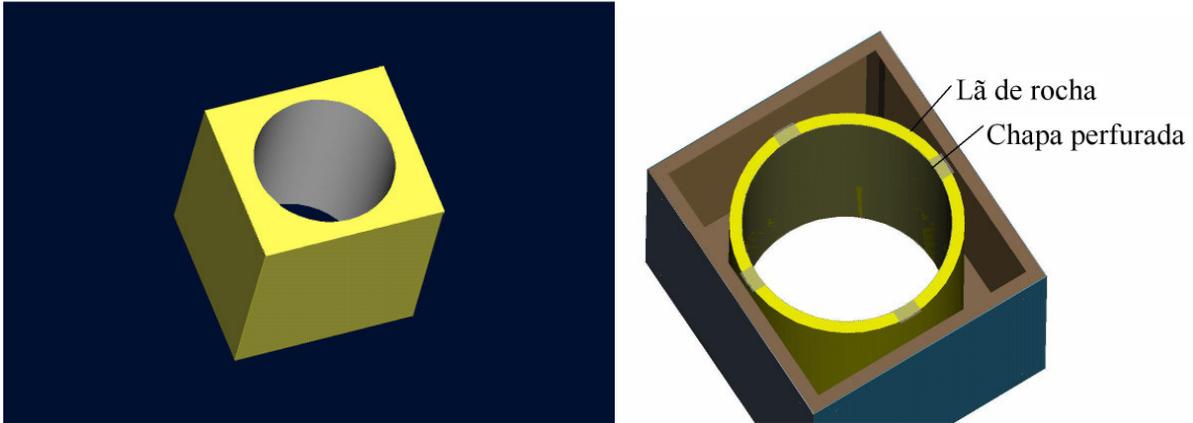


Figura 5.1 – Atenuador para descarga do ventilador. Figura 5.2 – Vista interna do atenuador.

Dentre os materiais acústico-absorventes atualmente oferecidos pelo mercado, destaca-se a lã de rocha em função de suas propriedades acústicas, além da facilidade de manuseio e robustez. Na tabela 5.1 estão listados os coeficientes de absorção acústica (α) típicos para mantas de lã de rocha com 50 mm de espessura.

Tabela 5.1 – Coeficientes de absorção acústica para mantas de lã de rocha com 50 mm de espessura.

Frequência	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz
Coef. de Absorção Acústica (α)	0,35	0,70	0,90	0,90	0,95	0,90

Este material foi utilizado para envolver o duto composto por chapa perfurada calandrada, conforme a figura 5.2. Na prática fixou-se a lã de rocha na chapa perfurada através de arames circundando o conjunto.

A fim de prover sustentação deste duto sobre os ventiladores, projetou-se uma estrutura com dimensões superiores para que se tenha a possibilidade de testar várias espessuras de material absorvente, além de possibilitar a colocação de 4 ressonadores compostos por chapas finas dispostas entre o duto e a parte interna da estrutura, com o propósito de absorver uma certa frequência crítica do ruído através de sua vibração a uma determinada distância da estrutura. Para que possa ajustar esta distância e verificar o melhor ajuste, fixa-se os ressonadores através de barras cilíndricas com roscas na sua superfície, com pequenas molas provendo a tensão entre a estrutura e os ressonadores, conforme figura as figuras 5.3 e 5.4.

(5.3)

(5.4)

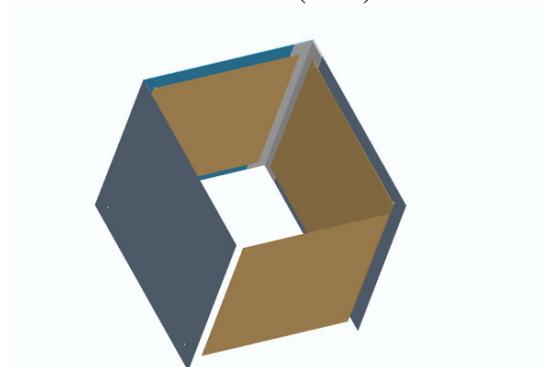
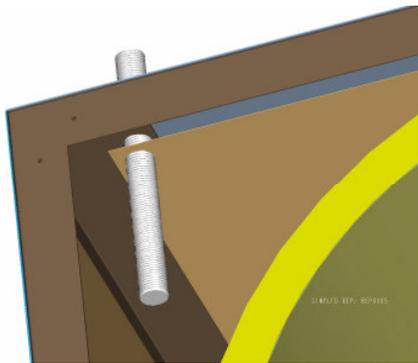


Figura 5.3 – Detalhe de fixação de um ressonador. Figura 5.4 – Chapas que constituem o duto.

Nas figuras 5.5 e 5.6 demonstra-se as dimensões utilizadas.

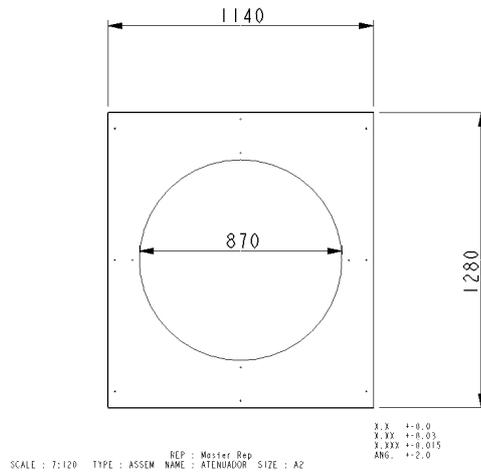


Figura 5.5 – Vista superior.

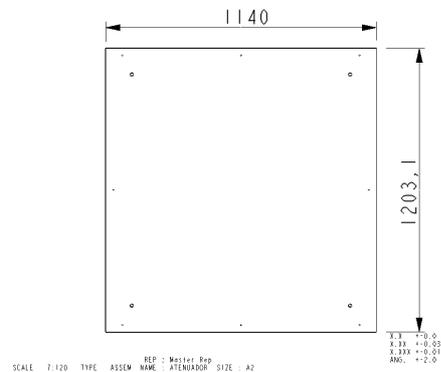


Figura 5.6 – Vista lateral

Sendo **AT** a atenuação obtida em dB por metro de comprimento do duto, α o coeficiente de absorção acústica do material para cada frequência, **De** o perímetro de material absorvente e **S** a área de seção interna, tem-se a fórmula de Sabin (1) de acordo com a bibliografia consultada.

$$AT = 1,05 \times \alpha^{1,4} \times (De / S) \quad [dB/m] \quad (1)$$

Em função da disponibilidade de chapas perfuradas no mercado, optou-se pelo comprimento de 1200 mm. Através da implementação destes valores a equação de Sabin pode ser simplificada, variando apenas com o coeficiente de absorção acústica para cada frequência. Na tabela 5.2 tem-se os valores de atenuação acústica calculados.

$$AT = 6 \times \alpha^{1,4} \quad [dB]$$

Tabela 5.2: Valores de atenuação acústica calculados.

Frequência	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
Atenuação calculada	1,4 dB	3,6 dB	5,2 dB	5,2 dB	5,6 dB	5,2 dB

Além do desenvolvimento do duto, necessita-se de tratamento acústico na sucção do ar. Para isto projetou-se atenuadores doravante denominados de “células” a serem utilizadas paralelamente ao fluxo de ar. Estas células são compostas por lã de rocha e assim com o duto, estruturadas por chapas metálicas galvanizadas com espessura de 1,55 mm. Em função da baixa pressão de ar no local, optou-se pela utilização de tela fina de material polimérico (tela de mosquito) a fim de dar sustentação à lã de rocha, visto que este material apresenta propriedades compatíveis e baixo custo.

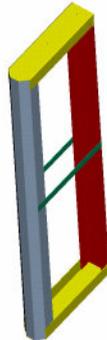
Utilizando-se novamente a fórmula de Sabin:

$$AT = 1,05 \times \alpha^{1,4} \times (De / S) \quad [dB/m]$$

Tendo em vista que o resultado mais importante desta pesquisa é a determinação do melhor compromisso entre atenuação de ruído e perda de vazão, arbitrou-se a realização de testes com 3, 5 e 8 células. Todas as células terão as mesmas dimensões: 260 mm de comprimento

de material absorvente e largura de 80 mm, conforme figura 5.7. Busca-se diminuir a perda de carga através de sua frente arredondada. A figura 5.8 demonstra a montagem de 8 células. Utilizou-se a altura de 1300 mm em função do protótipo utilizado, sendo a largura do aletado deste protótipo de 1130 mm.

(5.7)



(5.8)

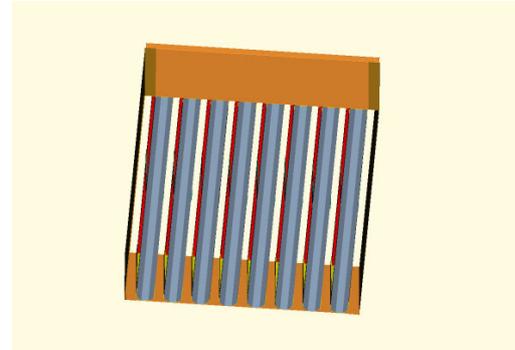


Figura 5.7 – Célula de atenuação acústica a ser preenchida com lã de rocha. Figura 5.8 – Montagem das células.

Primeiramente será calculada a atenuação instalando-se 3 células, ou seja, tem-se a distância de 220 mm entre elas. Os dados obtidos estão demonstrados na tabela 5.3.

$$AT = 2,9 \times \alpha^{1,4} \quad [dB]$$

Tabela 5.3: Valores de atenuação acústica calculados com a instalação de 3 células.

Frequência	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
Atenuação calculada	0,7 dB	1,8 dB	2,5 dB	2,5 dB	2,7 dB	2,5 dB

No caso da instalação de 5 células, os valores encontram-se demonstrados na tabela 5.4. Neste caso tem-se a distância de 120 mm entre as células, sendo que as demais dimensões são idênticas ao caso anterior.

$$AT = 5 \times \alpha^{1,4} \quad [dB]$$

Tabela 5.4: Valores de atenuação acústica calculados com a instalação de 5 células.

Frequência	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
Atenuação calculada	1,1 dB	3,0 dB	4,3 dB	4,3 dB	4,7 dB	4,3 dB

Com a colocação de 8 células nos aletados tem-se a distância de 55mm entre cada célula. Na tabela 5.5 encontram-se os valores de atenuação esperados para esta configuração.

Desta forma obtém-se a equação de Sabin simplificada.

$$AT = 10,5 \times \alpha^{1,4} \quad [dB]$$

Tabela 5.5: Valores de atenuação acústica calculados com a instalação de 8 células.

Frequência	125Hz	250Hz	500Hz	1000Hz	2000Hz	4000Hz
Atenuação calculada	2,4 dB	6,4 dB	9,1 dB	9,1 dB	9,8 dB	9,1 dB

Demonstra-se assim a grande influência da distância entre as células para a atenuação de ruído.

É importante salientar que foram comprimidas duas mantas de lã de rocha de 50 mm dentro da estrutura com largura de 80 mm objetivando maiores atenuações nas baixas frequências, já

que a literatura não fornece qual a absorção para esta espessura. Na figura 5.9 abaixo está representado um *chiller* desprovido das grades protetoras dos ventiladores. O ar é sugado pelas laterais na direção dos aletados, passa pelos ventiladores, sendo descarregado em direção ascendente.

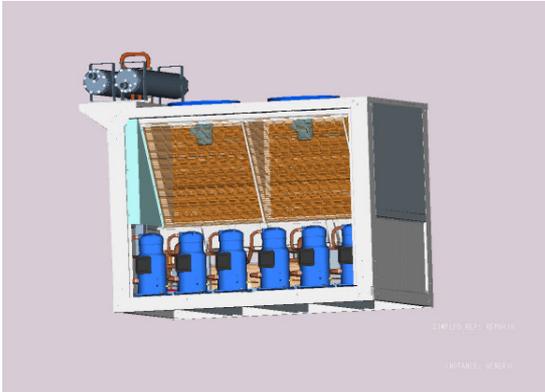


Figura 5.9 – Representação de um *chiller*.

O conceito proposto encontra-se nas figuras 5.10 e 5.11 a seguir, incluindo os dutos de descarga dos ventiladores e as células de atenuação.



Figura 5.10 – Conceito de atenuação acústica proposto.

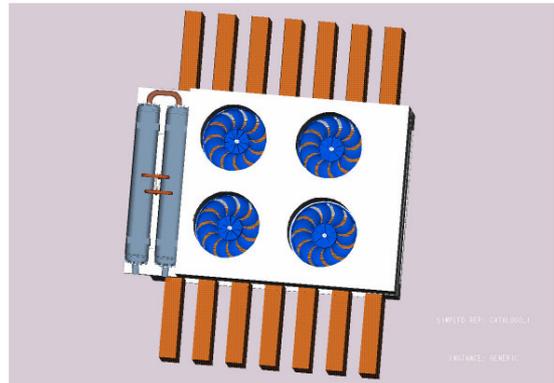


Figura 5.11 – Vista superior.

Neste conceito, através da colocação externa dos atenuadores e células, busca-se a atenuação do ruído gerado por todos os componentes do equipamento.

6. PROTÓTIPO

A fim de verificar a aplicabilidade do conceito proposto em relação à atenuação de ruído e vazão de ar, realizou-se o projeto voltado à fabricação dos atenuadores através de um CAD tridimensional sólido compatível com o processo de CAD/CAM. Além das células foi necessário o desenvolvimento de uma estrutura para a sua fixação.

Após a manufatura das chapas ocorreu a montagem dos atenuadores, através de uniões parafusadas com o intuito de garantir a fácil desmontagem para a realização dos diversos testes. Somente a estrutura central do duto foi soldada para garantir maior rigidez.

Realizou-se a montagem das células cortando-se a lã de rocha na dimensão necessária, envolvendo-a com a tela fina e fixando-se firmemente a tela através de grampos. Após isto colocou-se este conjunto dentro da armação.

A montagem dos protótipos, a observação das exigências do projeto e a busca por todos os materiais necessários constituíram etapa fundamental para o desenvolvimento desta pesquisa.

Os testes foram realizados sobre uma estrutura já existente, utilizada para qualificação de motores elétricos para ventiladores, conforme pode ser visto na figura 6.1, onde adicionou-se um condicionador de ar “de janela” a fim de demonstrar o seu tamanho. No detalhe 6.2, demonstra-se o ventilador utilizado.

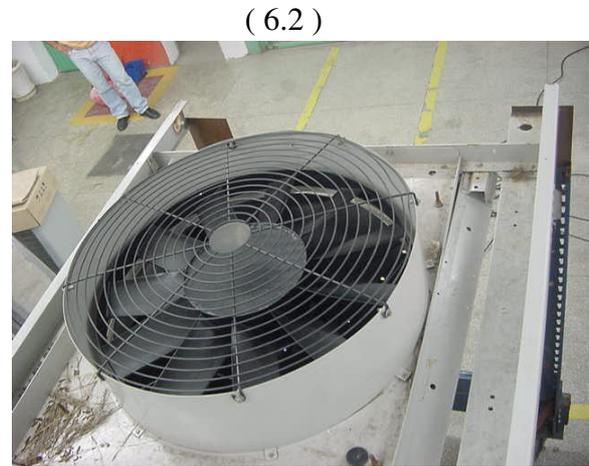
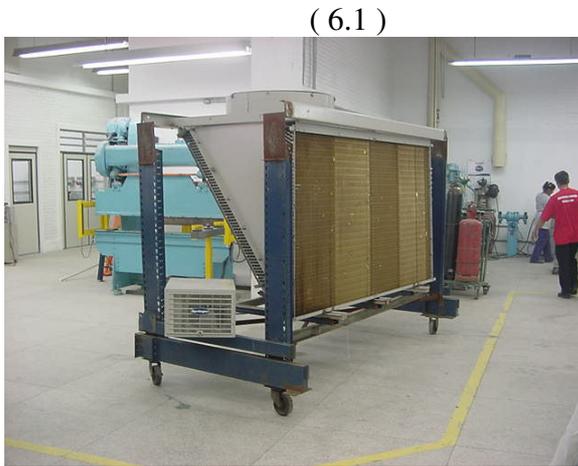


Figura 6.1 – Estrutura utilizada para a realização dos testes. Figura 6.2 – Ventilador utilizado nos *chillers*.

Esta estrutura - composta por um motor elétrico, uma hélice e dois aletados montados de maneira similar à utilizada nos *chillers* – foi instalada em um grande terreno afastado de quaisquer fontes de ruído, de forma a zelar pelo baixo ruído de fundo e inexistência de reverberação, conforme pode ser visualizado nas figuras 6.3 e 6.4. Para isto foi necessária a instalação de 100m de cabeamento trifásico para alimentação do motor elétrico.



Figura 6.3 – Instalação em campo aberto.



Figura 6.4 – Vista lateral

Na figura 6.5 demonstra-se o duto fabricado. Na figura 6.6 pode ser visualizado o formato das células.



Figura 6.5 - Duto



Figura 6.6 – Célula de atenuação

7. MEDIÇÕES

As medições foram realizadas utilizando-se um sonômetro digital calibrado através de uma fonte padrão que fornece 114 dB a 1000Hz. É importante ressaltar que esta calibração foi realizada antes e depois de cada medição.

Realizaram-se as medições de ruído de acordo com as normas em vigor, podendo ser citada a diferença mínima entre o ruído de fundo e a fonte em estudo sempre superior a 10 dB para não haver interferências nos resultados. Além disto, observou-se distância de 1 metro e a utilização de protetor de vento para o sonômetro. É importante frisar que todas as medições de ruído foram realizadas na escala dBA, por esta escala apresentar comportamento similar ao ouvido humano.

Obteve-se a vazão de ar do ventilador através da soma das vazões dos dois aletados, que possuem as mesmas dimensões: 1300mm de altura e 1130 mm de largura. Assim, os aletados foram divididos em 42 regiões, ou seja, 7 posições de altura e 6 de largura, distanciadas entre si em 185 mm. É importante ressaltar que a entrada de ar ocorre somente através dos aletados.

No caso das medições de vazão, estas foram realizadas através de um anemômetro digital de hélice encostado nos aletados apoiado através de uma barra de 1,5 m, para que não haja interferência na vazão.

O anemômetro utilizado foi calibrado em laboratório certificado, com erro de $\pm 2\%$, dentro da faixa de operação de 0,4 a 30 m/s. Adiciona-se ao erro proveniente do instrumento de medição os erros de paralaxe e provenientes de eventuais amassamentos nos aletados.

8. RESULTADOS

Através das medições verificou-se que somente com a instalação de atenuadores na sucção e na descarga do ventilador obtém-se atenuações consideráveis. A figura 8.1 abaixo representa a vista superior do protótipo, onde se realizaram medições em 10 pontos para todas as configurações verificadas. Os pontos 7 a 10 encontram-se a 3 metros do protótipo.

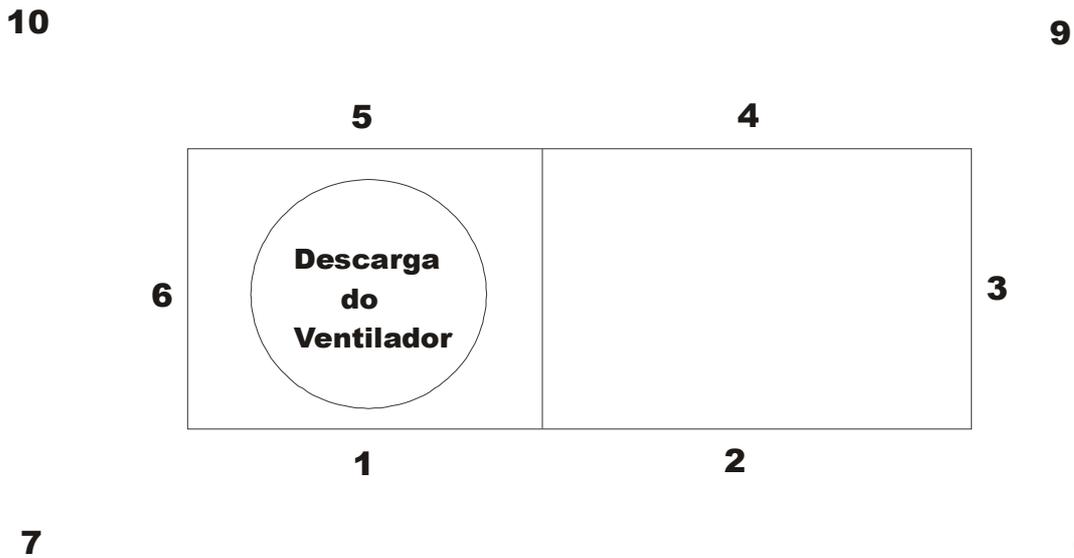


Figura 8.1 – Medições de ruído realizadas no protótipo

A tabela 8.1 a seguir demonstra os valores de ruído obtidos no 10 pontos verificados em 5 situações testadas.

Tabela 8.1 – Verificação do nível de pressão sonora realizada em torno do protótipo, valores em dBA.

Ponto / Situação	Original	Somente duto	Duto + 3 células	Duto + 5 células	Duto + 8 células
1	82	82	75	73	71
2	77	77	72	71	70
3	71	70	66	65	65
4	77	75	72	69	68
5	86	86	80	77	75
6	73	72	67	66	66
7	74	71	66	65	63
8	71	70	65	64	62
9	70	70	64	61	60
10	75	73	67	63	62

A tabela 8.1 pode ser melhor visualizada no gráfico 8.1.

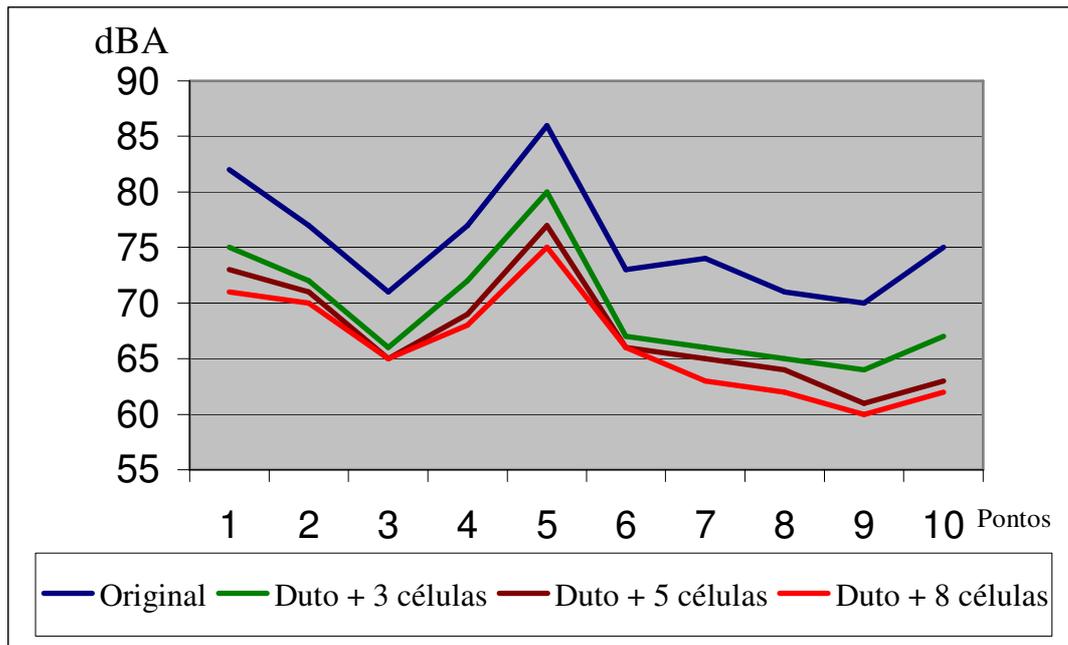


Gráfico 8.1 – Verificação do nível de pressão sonora em 10 pontos.

Com o objetivo de visualizar as atenuações obtidas através de cada atenuador testado, serão demonstrados os valores separadamente.

As medições de ruído na descarga do ventilador foram realizadas a dois metros de sua superfície para determinar a influência da colocação do duto. A partir destas medições obteve-se 79,8 dBA na condição inicial e 71,5 dBA após a instalação do duto contendo apenas 50 mm de lã de rocha no seu interior, obtendo-se atenuação global de 8,3 dB. Os valores obtidos podem ser visualizados no gráfico 8.2, onde constam também as atenuações obtidas nas oitavas de frequências.

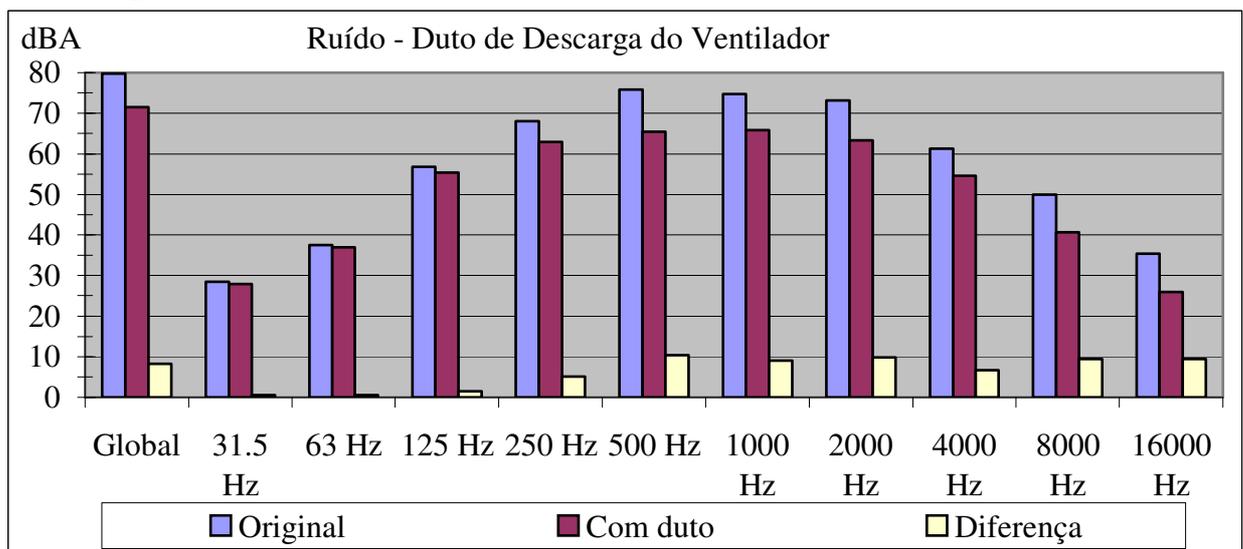


Gráfico 8.2 – Influência do duto de descarga do ventilador na atenuação de ruído.

Conforme visto no gráfico 8.2, os valores críticos de ruído na descarga do ventilador concentram-se acima dos 250 Hz, sendo que nesta faixa ocorrem os maiores decréscimos no ruído. Em face disto e do valor de ruído global obtido, não foram utilizados ressonadores como previsto no início deste trabalho, já que conforme será demonstrado mais adiante, torna-se mais necessário concentrar a atenção no ruído proveniente da sucção do ventilador.

Tendo em vista a diferença entre o nível de ruído encontrado nos dois aletados, serão apresentados os valores obtidos em cada aletado separadamente.

No gráfico 8.3 são mostrados os valores obtidos nas várias medições de ruído realizadas no aletado vertical, onde nota-se que o ruído de fundo não influencia nas medições realizadas, sendo de mesma magnitude em todas as situações testadas.

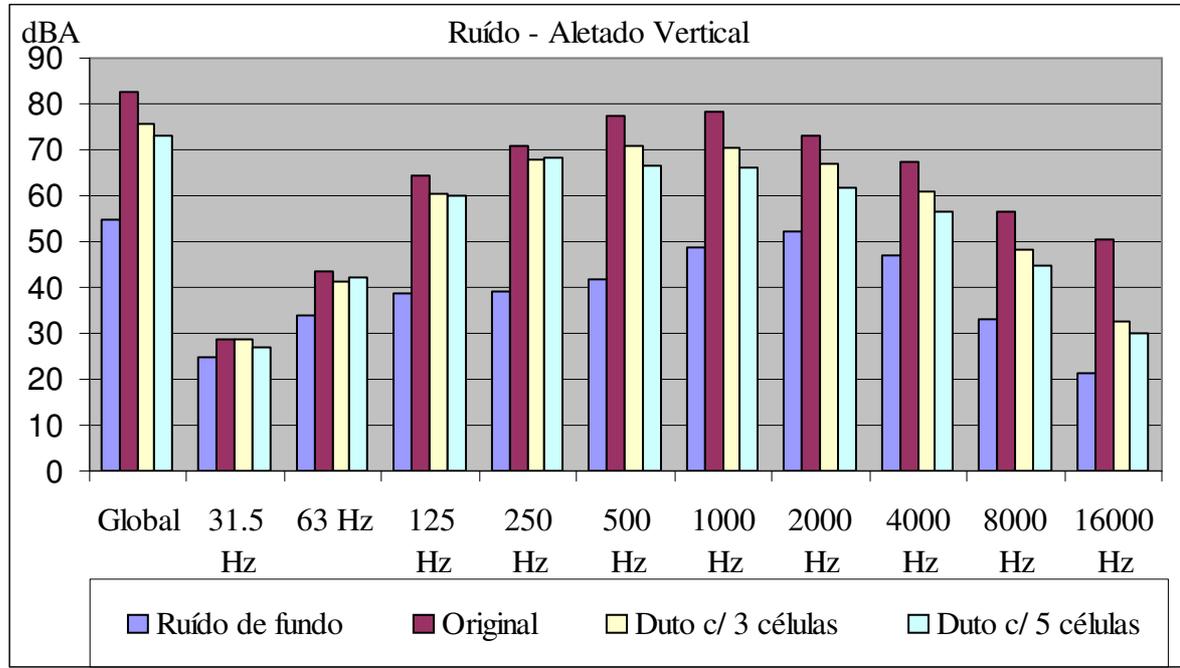


Gráfico 8.3- Medições de ruído realizadas no aletado vertical.

Conforme demonstrado no gráfico 8.3 tem-se o valor inicial de 82,4 dBA na situação inicial, após a colocação de 3 células obteve-se 75,5 dBA, ou seja, atenuação global de 6,9 dB. Com a colocação de 5 atenuadores mediou-se 73 dBA equivalente a 9,4 dB (global) a menos em relação a situação inicial.

No gráfico 8.4, tem-se os valores de atenuação acústica obtida no aletado vertical, comparados com os valores calculados.

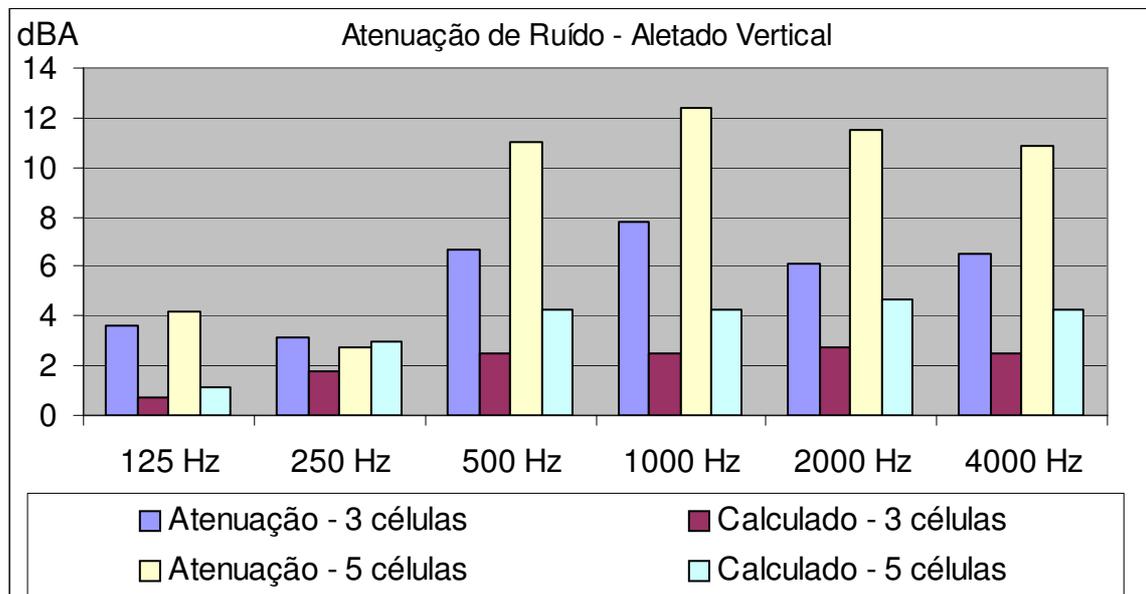


Gráfico 8.4 - Atenuações obtidas através da instalação de 3 e 5 células.

Além destas configurações foi testada a colocação de 8 células, porém sem ganhos significativos, ou seja, obteve-se atenuação adicional em torno 2 dB com a colocação de mais 3 células.

Os dados obtidos no aletado vertical podem ser comprovados no aletado inclinado, onde foram obtidos 6,6 dB de atenuação global com a colocação de 3 células e 9,5 dB (global) com a instalação de 5 células, conforme mostrado nos gráfico 8.5.

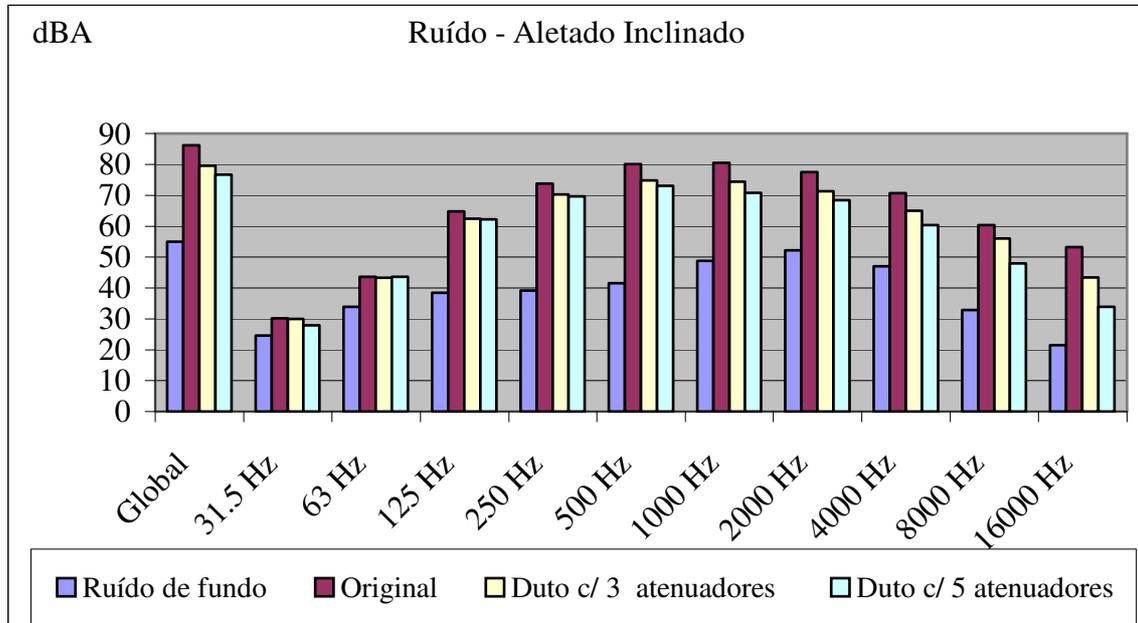


Gráfico 8.5 - Medições de ruído realizadas no aletado inclinado.

Testou-se também a colocação das células em outras posições, como por exemplo, a colocação de 2 células nas extremidades e 1 na posição central, no caso da instalação de 3 células. Entretanto, os melhores resultados foram obtidos com a distribuição uniforme das células, conforme a figura 8.2. Outro fator observado foi a distância de 200 mm entre as células de atenuação e os aletados, a fim de minimizar a perda de carga.



Figura 8.2 – Instalação de 3 células de atenuação equidistantes

Verificou-se também a colocação das células em ângulos diferentes ao perpendicular em relação ao aletado, sendo que não obteve-se atenuações significativas de ruído.

9. VAZÃO

Em um primeiro momento as medições foram realizadas em campo aberto juntamente com as medições de ruído. Em função de não haver convergência dos resultados para valores inferiores aos iniciais, após a realização de 3 testes completos, deslocou-se todo o equipamento para uma cabine de testes isolada da ação do vento.

Novamente, verificou-se a velocidade do ar nos 42 pontos de cada aletado nas 4 hipóteses verificadas sendo que os valores estão disponíveis no apêndice 1. Assim obteve-se como resultado o incremento na ordem de 2% de vazão após a colocação do duto de descarga em relação à situação inicial. No caso da instalação de 3 células de atenuação além do duto, a média obtida foi similar à situação inicial. Obteve-se um decréscimo em torno de 3 % na vazão de ar após a instalação de 5 células juntamente com o duto de descarga do ventilador, em relação ao formato original.

Cabe ressaltar que estas variações encontram-se dentro da incerteza do instrumento de medição de vazão, ou podem vir a ocorrer pela transformação de pressão dinâmica em estática. Este fenômeno ocorre em dutos de ar utilizados em climatização de ambientes e é essencial para garantir a mesma velocidade do ar na saída de todos difusores.

Devido às incertezas de medição, estes resultados não podem ser tomados como conclusivos, entretanto indicam a pequena influência na vazão de ar do equipamento.

10. INFLUÊNCIA NO FUNCIONAMENTO DOS *CHILLERS*

Visto que a redução de vazão de ar nos condensadores prejudica o funcionamento dos *chillers*, solicitou-se à engenharia da Springer Carrier a realização de algumas simulações. Assim, supondo-se a perda de 5 % de vazão em equipamentos com capacidade variando entre 100 e 150 toneladas de refrigeração, obteve-se os seguintes resultados: perda de 0,4 % de capacidade de refrigeração e diminuição de 0,5°C na temperatura externa máxima de trabalho, sendo originalmente de 46°C. Além disso, a relação entre Btu/h e Watt do equipamento (E-ER) é reduzida em 1,5 %.

11. ASPECTOS A SEREM OBSERVADOS.

Durante a montagem do protótipo constatou-se a necessidade de garantir uma ótima vedação acústica entre a descarga do ventilador e o duto, para que seja possível a obtenção de bons resultados.

É importante destacar que os testes realizaram-se no período chuvoso de novembro a janeiro de 2004, sendo que os protótipos permaneceram no local de teste sem quaisquer proteções adicionais. Ao final dos testes pode-se comprovar a integridade do material e de suas características.

12. ANÁLISE DE CUSTOS

Com o objetivo de realizar-se uma comparação entre os custos envolvidos neste projeto e os valores aplicados no mercado, realizou-se uma análise simplificada de custos. Assim, levando-se em conta a mão de obra e os materiais necessários, estimou-se em R\$ 10.000,00 o custo para implementação no *chiller* de 80 TR anteriormente citado, sendo que no mercado

tem-se atenuadores em outros formatos à venda por R\$ 30.000,00 sendo que estes geram perdas de carga sensivelmente maiores.

13. CONCLUSÕES

Conforme demonstrado ao longo deste trabalho, este conceito apresenta bons resultados sem afetar significativamente o desempenho dos *chillers*. Com a instalação de 5 células em cada aletado juntamente com o atenuador na descarga do ventilador, obteve-se o valor global de 76,7 dBA no ponto de maior nível de pressão sonora, sendo que na condição inicial mediu-se 86,2 dBA.

Tendo em vista os resultados obtidos, pode-se concluir que é possível atingir maiores atenuações através do aumento do comprimento das células, ao invés de aumentar a quantidade de elementos acústico-absorventes que tendem a dificultar o fluxo de ar. Em casos extremos, onde a presença de ruído é inadmissível, deve-se optar por equipamentos com condensação a água com o afastamento das torres de resfriamento.

Um aspecto importante a ser observado foi o pico de atenuação obtida em torno dos 1000 a 2000 Hz, frequência de ruído crítica dos compressores tipo “parafuso”, muito utilizados em *chillers* de grandes capacidades. Demonstra-se também a aplicabilidade deste conceito em outros equipamentos de refrigeração de médio porte.

14. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

- BERANEK, L.L. **Noise Reduction**. Los Altos, EUA: Peninsula Publishing, 1991.
- FAHY, F.; WALKER, J. **Fundamentals of Noise and Vibration**. Inglaterra: E & FN Spon Ed., 1998.
- GERGES, S.N.Y. **Ruído – Fundamentos e Controle**. Florianópolis: Editora da UFSC, 1997.
- TAMAGNA, A.; LARANJA R.A.C. **Redução de Ruído Industrial**. Apostila DEMEC /UFRGS. Porto Alegre, 2003.

Apêndice 1 - Medição de velocidades (m/s).

Área = 2 aletados x 1.3 m x 1.13m = 2.94 m²

1. Sem atenuadores

Aletado vertical

3,6	4,4	4,8	4,7	4,6	3,8
3,5	4,0	4,1	4,2	4,1	3,9
2,7	3,3	3,1	3,2	3,2	3,3
2,4	2,6	2,6	2,5	2,6	2,6
2,0	2,1	2,2	2,1	2,1	2,1
1,3	1,5	1,6	1,5	1,5	1,3
0,9	1,0	1,1	1,2	1,1	1,0

Média v: 2,7

Aletado inclinado

3,8	4,8	5,2	5,2	4,7	3,7
3,6	4,4	5,0	4,9	4,1	3,6
3,5	3,6	3,4	3,8	3,5	3,3
3,4	3,6	3,2	3,1	3,0	2,8
2,9	2,9	2,7	2,9	2,6	2,5
2,5	2,4	2,4	2,3	2,2	2,1
1,4	1,8	1,7	1,7	1,8	1,1

Média i: 3,2

Média total (m/s): 2,9

Vazão (m³/s): 8,56

2. Somente duto

Aletado vertical

3,6	4,7	4,8	4,9	4,6	3,8
3,6	4,0	4,1	4,0	3,8	3,5
3,2	3,4	3,2	3,1	3,2	3,2
2,4	2,7	2,7	2,8	2,7	2,6
1,9	2,0	2,0	2,1	2,1	2,2
1,4	1,6	1,6	1,5	1,6	1,6
0,9	1,1	0,8	1,1	1,2	1,2

Média v: 2,7

Aletado inclinado

3,6	4,8	5,3	5,0	4,6	3,7
3,7	4,6	4,7	4,7	4,3	3,4
3,5	3,6	3,8	3,9	3,7	3,4
3,5	3,6	3,6	3,3	3,1	3,1
3,2	3,0	2,9	2,8	2,8	2,7
2,6	2,5	2,5	2,3	2,3	2,4
1,7	2,1	2,1	2,0	1,6	1,2

Média i: 3,3

Média total (m/s) 3,0

Diferença: 1,02

Vazão (m³/s): 8,74

3. Duto + 3 células

Aletado vertical

3,7	4,4	4,5	4,7	4,6	4,3
3,8	4,0	3,9	4,0	3,9	3,7
3,3	3,1	3,0	3,3	3,4	3,3
2,4	2,6	2,5	2,7	2,5	2,7
2,0	2,2	2,0	2,1	2,0	2,3
1,3	1,5	1,6	1,7	1,4	1,5
0,8	1,1	1,0	1,2	1,1	1,0

Média v: 2,7

Aletado inclinado

3,7	4,8	4,9	4,2	4,4	3,9
4,0	4,8	4,8	4,9	4,3	3,6
3,5	3,7	3,9	3,8	3,7	3,3
3,3	3,4	3,6	3,3	3,1	2,8
2,8	2,9	2,9	2,7	2,7	2,5
2,3	2,4	2,6	2,5	2,3	1,7
1,3	1,8	1,8	1,4	1,5	1,2

Média i: 3,2

Média total (m/s): 2,9

Diferença: 1,00

Vazão (m³/s): 8,58

4. Duto + 5 células

Aletado vertical

3,2	4,5	4,0	4,3	4,2	4,0
3,4	4,3	4,0	3,9	3,9	3,6
2,5	3,2	3,2	3,4	3,3	3,4
2,2	2,5	2,6	2,9	2,6	2,5
1,9	2,0	2,2	2,1	2,2	2,0
1,4	1,6	1,7	1,8	1,8	1,6
0,8	1,0	1,2	1,1	1,1	0,8

Média v: 2,6

Aletado inclinado

3,3	4,2	4,7	4,6	4,5	3,4
3,8	4,0	4,6	4,4	4,1	3,0
3,4	3,7	3,5	3,8	3,8	2,8
3,1	3,3	3,3	3,4	3,3	2,8
2,6	2,9	3,0	2,7	2,8	2,6
2,0	2,4	2,5	2,4	1,8	1,9
1,2	1,6	1,7	1,3	1,5	1,2

Média i: 3,0

Média total (m/s): 2,8

Diferença: 0,97

Vazão (m³/s): 8,29