



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica
DEM/POLI/UFRJ



UM BREVE RESUMO DAS TÉCNICAS PARA ISOLAMENTO ACÚSTICO DE
AMBIENTES SIMPLES COM ESTUDO DE CASO DE UM AUDITÓRIO DO
CCS/UFRJ

Felipe Barbosa de Oliveira

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Jules Slama (Orientador)

Prof.^a Anna Carla Monteiro de Araújo; DSc
(presidente de banca)

Prof. Fernando Alves Rochinha; DSc

Prof. Antônio Carlos Marques Alvim; Ph.D

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2013

Agradecimentos

Das muitas pessoas que merecem cada um delas paginas inteira de agradecimentos, a primeira e a mais importante gostaria de deixar para minha tia Leila, que infelizmente não viveu para ver esse dia feliz acontecendo, ela foi quem incansavelmente me deu apoio e acreditou em mim mesmo quando eu mesmo não acreditava mais. Essa conquista é dedicada a ela, e espero que ela se sinta orgulhosa de mim.

Logo depois está minha mãe, que fez de tudo para me levar onde eu estou hoje, palavras não descrevem tudo o que eu devo a ela, entre altos e baixos, derrotas e conquistas ela nunca desistiu de mim.

Ao meu irmão, mais novo em idade, mas muito mais velho em sabedoria, com quem tive o prazer de dividir muitas conquistas, quem sozinho foi responsável pelas maiores conquistas acadêmicas e profissionais que eu tive. Sem ele esse dia não aconteceria.

Meu pai, primeiro engenheiro da família que desde cedo nos incutiu essa profissão na cabeça e sem fantasiar, deixou claro as dificuldades e os sacrifícios dela.

Para a Barbara Collyer um agradecimento especial, uma amiga que sentiu o que eu senti, o medo, a ansiedade, as alegrias da conquista, já me viu cair mil vezes, mas mil e uma me ajudou a levantar.

Para meus amigos dedicaria muitas paginas, mas vou me abster em agradecer aos principais, Pedro Ivo, Walter Carrara, Fabio Shinji, grandes profissionais que tive o prazer de conhecer ainda na faculdade e que vou considerar amigos para sempre.

Fernanda Manhães, Henrique Lobianco, Raquel Araújo, boas noticias de algo a principio ruim, minha formatura tardia. Ajudaram-me como e onde podiam, sem eles também esse dia não chegaria.

De todos os professores uma especial menção a professora Anna Carla que foi muito além de qualquer responsabilidade acima de qualquer expectativa, uma grande profissional, uma pessoa excepcional e a quem devo muito, talvez demais para pagar em uma só vida.

Aos professores, que com sua rigidez e sua cobrança me ajudaram a moldar ao poucos de uma pessoa que acreditava que o mundo me devia algo em uma pessoa que vai lutar para conquistar. Sem eles nada disso seria capaz.

Resumo

Um breve comentário sobre a tecnologia e técnica de isolamento acústico e controle de reverberação, principalmente voltado para as necessidades residenciais e comerciais.

Palavras-Chave: Absorção, sonora, acústica, isolamento, reverberação, ruído.

Abstract

Brief work on acoustic control in rooms, how to better control reverberation, isolate from outside noise, room criteria and other Brazilian related standards demands. Some considerations from traffic related sources, both road traffic and air traffic.

Key-words: Noise, reverberation, isolation, absorption, acoustic.

Sumário

1.	Introdução	1
1.1.	Objetivo	1
1.2.	Justificativa	2
1.3.	Estrutura do Trabalho	2
1.4.	Metodologia	3
2.	Elementos Básicos de Acústica	4
2.1.	Definição.....	4
2.2.	Frequência.....	5
2.3.	Níveis Sonoros	8
2.3.1.	Níveis de potencia sonoros.....	8
2.3.2.	Níveis de Pressão sonora.....	8
2.4.	Propagação.....	9
2.5.	Intensidade Sonora.....	9
2.6.	Decaimento de acordo com a distância à origem da fonte.....	11
2.7.	Reflexão	12
2.8.	Difração	15
2.8.1.	Difração por uma barreira	16
3.	Percepção, controle e fontes de ruído.	19
3.1.	Medição	19
3.2.	Curvas de conforto sonoro	20
3.3.	Comparando parâmetros de medição.....	21
3.4.	Controle do ruído	25
3.5.	Reverberação	25
3.6.	Tempo de reverberação.....	27
3.7.	Mecanismo de absorção sonora	29
3.7.1.	Absorvedor poroso	30
3.7.2.	Absorvedor de membrana	32
3.7.3.	Ressonadores	33
3.8.	Combinação de efeitos.....	35
3.9.	Fontes externas	35
3.10.	Particularidades do ruído externo	35
3.11.	Índice de atenuação sonora	36
3.12.	Atenuação por partições simples	37
3.13.	Paredes não homogêneas.	41
3.14.	Geração de ruído.....	43

3.15. Ruído decorrente de trânsito urbano.....	43
3.16. Ruído por aeronaves	Erro! Indicador não definido.
3.17. Traçando metas	45
3.18. Qualidade sonora	45
3.19. Medição de níveis de conforto sonoro.....	46
3.20. Estratégias de Projeto.....	46
4. Estudo de caso, comparação e conclusão.	48
4.1. O programa	48
4.2. A sala	49
4.3. Detalhes pertinentes de projeto.....	49
4.4. Simulação na sala limpa.	50
4.5. Cálculo analítico do problema	52
4.6. Conclusão.....	55
Referências Bibliográficas.....	i

1. Introdução

A poluição sonora no mundo moderno cresce cada vez mais. Cidades se expandem para mais longe e ao mesmo tempo prédios sobem onde antes havia casas. A frota de carros, caminhões e ônibus cresce, mas não se renova significativamente.

Os efeitos adversos são muitos e bem conhecidos, esses se agravam, com o passar do tempo. Distúrbios do sono acarretam em: Irritabilidade, problemas de concentração e estresse.

A exposição a altos níveis de ruído, especialmente à noite, estão correlacionados com diversos problemas cardíacos como hipertensão e outras doenças relacionadas a altos níveis de cortisol. Nas crianças pode se esperar dificuldade de aprendizado, irritabilidade e outras dificuldades sociais.

Para minimizar o problema, modificações nas fontes de emissão são realizadas quando possível. Para máquinas mais silenciosas, um tipo de isolamento acústico, semelhante ao que protege o ouvinte, confina a fonte. Além disso, restrições em horários de funcionamento são usadas o quando necessário, incluindo a completa proibição.

No lado do ouvinte, as possibilidades de isolamento acústico são restritas. São alternativas caras, com seus próprios inconvenientes e por isso não são tão difundidas.

1.1. Objetivo

O objetivo desse trabalho é expor as técnicas de isolamento acústico, controle de reverberação e qualidade sonoras mais comuns. Servirá também para apresentar os cálculos analíticos mais importantes.

Além de apresentar o básico para entender os mecanismos de funcionamento dessas técnicas, esse trabalho vai lidar em parte com normas que regem a acústica de salas no Brasil.

Com as informações aqui apresentadas o leitor deve ser capaz de especificar materiais, para incorporar em projetos futuros, considerações de controle de som.

1.2. Justificativa

Apesar das muitas informações básicas que se encontram em livros de cursos básicos de física de primeiro e segundo grau regular, pouco se encontra entre o profissional, técnico e introdutório, principalmente na área focada em isolamento e qualidade sonora. Esse texto procura então ajudar a preencher essa lacuna.

Esse estudo propõe complementar o entendimento deste fenômeno tão importante e presente acerca da poluição sonora. Permitindo assim, na medida do possível, que a questão do controle de ruído se torne mais relevantes em projetos. Fazendo que mais se possam prevenir prejuízos a saúde.

1.3. Estrutura do Trabalho

O trabalho é dividido em 4 capítulos, sendo o primeiro uma introdução que enumera o escopo e outras razões de ser do trabalho.

No segundo iniciaremos com o básico do som, as definições de ondas, frequência, amplitude, comprimento de onda e intensidade sonora, passaremos para conceitos mais complexos como reflexão, difração, e outros. Esse capítulo é essencial para entender o que sucede.

O terceiro capítulo é o mais longo. Lida de informações mais técnicas, a interpretação de som em e ruído, como é captado por instrumentos, tratado por filtros, como é percebido pelas pessoas, formas objetivas de quantificar e qualificar, o que é muito importante para medir o sucesso de um plano de isolamento.

Trata também da atenuação do ruído, e é subdivida em duas partes, a que lida com a propagação em ambientes internos, principalmente tentando diminuir o tempo de reverberação dos espaços fechados. A outra trata da propagação em espaços externos, que é tratada em termo de barreiras acústicas, reflexões e refrações sendo a lei das massas em anteparos e divisórias apresentada para entender os limites e capacidades em médias frequências.

Por fim, o capítulo também expõe algumas das fontes de ruído mais comuns a que todas as pessoas estão expostas.

No quarto capítulo, serão apresentados parâmetros de qualidade e metas em isolamento. O projeto apresenta um estudo de caso, que compara com ajuda do

programa de simulação Raynoise[®], os métodos computacionais e analíticos. Das diferenças de respostas será tirada a conclusão da confiabilidade dos meios analíticos.

No final encontram-se a bibliografia e um índice remissivo de equações, tabelas e figuras, com título e página, para melhor busca por tema. Anexados também se encontram parte do projeto da sala em forma de planta baixa.

1.4. Metodologia

Existem muitos materiais didáticos para o estudo da propagação de ondas sonoras. Os mais básicos se resumem a livros escolares que tocam do assunto de forma superficial e limitada em escopo.

Acima desse nível o material é complexo e trata dos problemas com matemática e física complexa. Livros como o do autor americano Carl Hopkins, “Sound Insulation”, exigem do leitor um grande conhecimento prévio para serem melhores aproveitados.

No nível técnico a bibliografia é pouca e limitada. As normas técnicas que regulam a área ou são muito antigas, como a série das normas ISO 140, a NBR 10.152 de 1987 ou muito recentes, como a NBR 15.575-1 de 2013, que vale a partir de julho de 2013.

O Intuito desse estudo é então, unir conceitos básicos e expor conceitos intermediários, de forma simples. Incluindo o uso de gráficos e tabelas para encontrar estimativas de forma simples e moderadamente certas.

Adicionalmente, o estudo aqui apresentado pode ser posteriormente expandido, para levar em conta outras questões pertinentes e interligadas. Questões como conforto térmico, segurança no uso de materiais em ambientes e muitos outros.

2. Elementos Básicos de Acústica

Para entender o controle sonoro é necessário antes entender o som em si. Esse capítulo se dedica a expor conceitos e definições importantes que serão utilizadas ao longo desse estudo.

A maioria dos fenômenos ligados à propagação das ondas sonoras pode ser encontrada no caso da propagação da luz. As comparações serão frequentes, os fenômenos luminosos são mais fáceis de entender devido a sua visibilidade. As diferenças serão apontadas e esclarecidas.

2.1. Definição

O som nada mais é do que a vibração de um meio, geralmente sendo este o ar, em uma dada faixa de frequência que caia no intervalo de sensibilidade do ouvido humano. O tímpano capta a vibração e o cérebro interpreta com som. Essa faixa de sensibilidade é limitada, frequências acima de 20 kHz (ultrassons) ou abaixo de 20 Hz (infrassons) são inaudíveis.

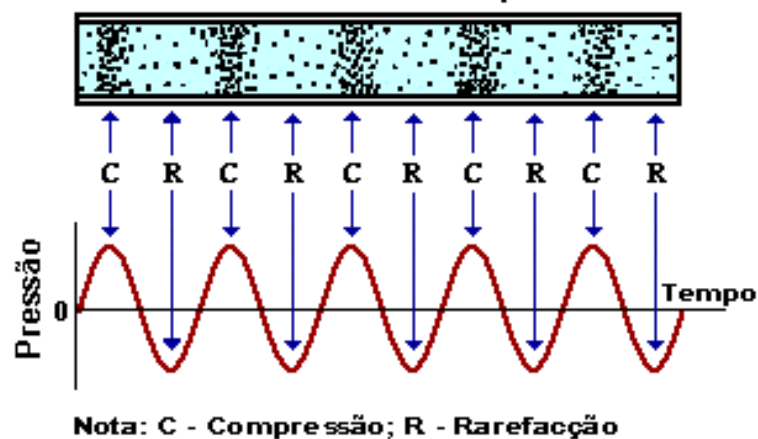


Figura 2. 1: representação visual da diferença de pressão nas ondas [1]

A Figura 2. 1 nos mostra as diferenças entre máximas e mínimas pressões no caso de uma onda senoidal de agora em diante chamadas de picos e vales. A distância entre dois picos ou duas bases se define como comprimento de onda, a diferença de pressão entre pico e vale é denominada como amplitude.

Desta definição segue-se para os aspectos objetivos e mensuráveis do estudo do som, que são essenciais para seu entendimento e controle, sendo estes descritos a seguir.

2.2. Frequência

É a medida de quantas vezes o ciclo (intervalo entre dois picos ou dois vales) ocorre por intervalo de tempo e é medido em Hertz (ciclos por segundo).

Frequência e comprimento de onda se relacionam pela igualdade:

$$f\lambda = c \quad (1)$$

Onde:

- f – frequência em Hz (1/s)
- λ – Comprimento de onda (m)
- c – velocidade do som local (pode ser tomada como 340 m/s)

Os sons graves têm suas energias situadas nas faixas das baixas frequências e grandes comprimentos de onda. Os sons agudos são as faixas das altas frequências e curtos comprimentos de onda. Isso é importante para entender o fenômeno da difração, que será apresentado no subcapítulo 2.8.

Raramente uma onda sonora tem uma frequência única. Na grande maioria das vezes o som pode ser considerado uma sobreposição de diversas frequências formando os sons compostos. Esses sons complexos são estudados com análise espectral, por análise de Fourier, para compreender suas composições mais básicas, em termo de pressão sonora por faixa de frequência.

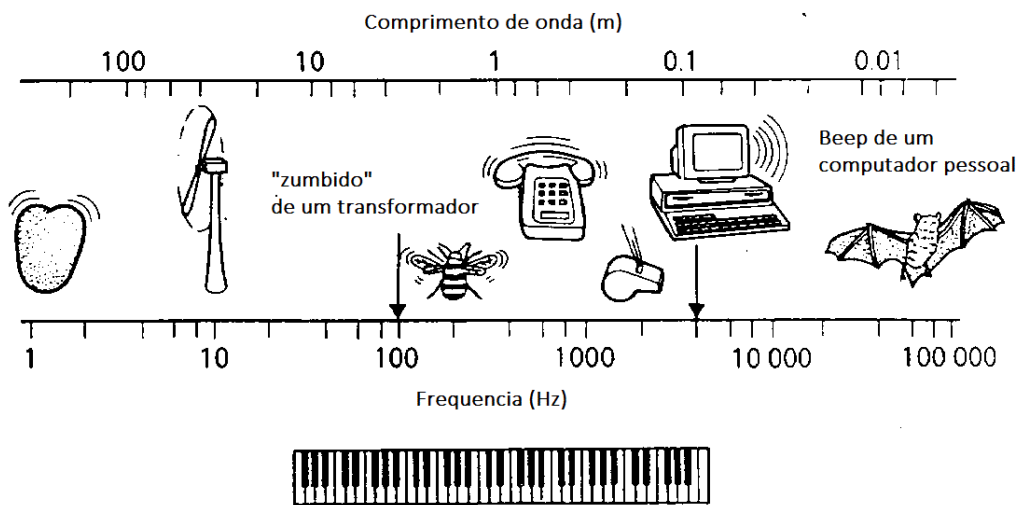


Figura 2. 2: tons puros, seus comprimentos de onda e fontes típicas. [2]

A Figura 2. 2 ilustra diferentes faixas de frequência e comprimento de onda associadas a fontes sonoras comuns.

Usualmente divide-se a faixa de frequência audível em 8 partes (oitavas) desiguais. Cada uma dessas oitava pode ser também subdividida em 3 partes, terços de oitava. Essa divisão é importante para identificar qual a frequência tem a maior pressão sonora. A fim de se definir a melhor estratégia para reduzir o ruído.

Tabela 2. 2.1: Faixas preferenciais de oitavas e terços de oitava. [2]

Limites das oitavas			
Terças	Oitavas		
20 k	16 k	22,4 k	
16 k		8 k	11,3 k
12,5 k			
10 k			
8 k	4 k	5,6 k	
6,3 k			
5 k			
4 k	2 k	2,8 k	
3,15 k			
2,5 k			
2 k	1 k	1,4 k	
1,6 k			
1,25 k			
1 k	500	707	
800			
630			
500	250	354	
400			
315			
250	125	177	
200			
160			
125	63	89	
100			
80			
63	31,5	44,5	
50			
40			
31,5		22,5	
25			

A Tabela 2. 2.1 mostra as divisões das frequências entre 20 Hz e 22 kHz. As oitavas mais utilizadas em projetos acústicos são aquelas em azul escuro, em azul claro estão as limites. A oitava de 31,5 é mais relevante em problemas de vibração. As frequências mostradas são o centro da faixa, e são padrões internacionalmente aceitos e normatizadas pela ISO 266 de 1997.

2.3. Níveis Sonoros

Os sons são medidos em decibéis, uma relação logarítmica entre o valor medido e um valor de referência. As três principais grandezas medidas são relativas quanto à potência sonora do emissor, da pressão sonora da medição e da intensidade sonora.

Sendo as medidas feitas em relações logarítmicas deve-se atentar ao fato de não cometer um erro corriqueiro de somá-las e subtrai-las linearmente.

Elas são definidas como:

2.3.1. Níveis de potencia sonoros

Cada fonte sonora pode ser associada a uma potência sonora que seria a quantidade de energia sonora por unidade de tempo produzida pela fonte em Watt.

Podemos calcular o nível de potencia sonora como:

$$L_w = 10 \log_{10} \left(\frac{W}{W_0} \right) \text{ decibéis (dB)} \quad (2)$$

Onde:

- L_w – nível de potencia sonora da fonte medida em decibéis (dB)
- W – potencia sonora da fonte medida em Watt
- W_0 – potencia sonora de referencia (10^{-12} Watt)

2.3.2. Níveis de Pressão sonora

A unidade de pressão sonora é o Pascal, uma relação de força por área.

Nível de pressão sonora é dado por:

$$L_p = 20 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{ decibéis (dB)} \quad (3)$$

Onde:

- L_p – nível de pressão sonora medida em decibéis (dB)
- p – pressão sonora medida em Pascal

- p_0 – pressão sonora de referencia (2×10^{-5} Pascal)

As grandes pressões sonoras são as principais responsáveis por perdas auditivas. Trabalhos em locais barulhentos como fabricas e aeroportos além dos riscos inerentes são muito insalubres, sendo regulados por leis trabalhistas mais especificamente a NR 15 que ganhou peso de lei pelo decreto nº 2172/97.

2.4. Propagação

Como descrito anteriormente, a onda sonora se propaga em todas as direções a partir da superfície emissora. Como um objeto que derrubado num espelho de agua gera ondas, uma fonte sonora gera um som que se afasta da origem. Essas ondas se afastam até atingir algum tipo de obstáculo ou se dissipar.

Para facilitar a analise, o som é novamente tratado de forma semelhante à luz, atentando para as muitas ordens de grandeza de diferença entre os comprimentos de onda e os meios de propagação.

2.5. Intensidade Sonora

Ainda que não seja uma propriedade inerente, não deixa de ser um conceito importante. A intensidade sonora é a relação de potencia acústica que atravessa uma área no espaço. Isso é de grande importância para entender como o som se propaga e como pode se amplificar.

Ao imaginar uma esfera que engloba uma fonte emissora pontual, que transmite som uniformemente em todas as direções. A área da esfera cresce de forma quadrática em função do raio, fazendo com que a cada vez que a distancia radial dobre, a área da nova esfera quadruplica e o sinal decai em 6 dB. Por isso a importância do conceito de intensidade.

A Figura 2. 3 a seguir ajuda a visualizar como a área cresce. A uma distancia 2 vezes maior que r , a área quadruplica, a uma distancia 3 vezes maior a área é nove vezes maior.

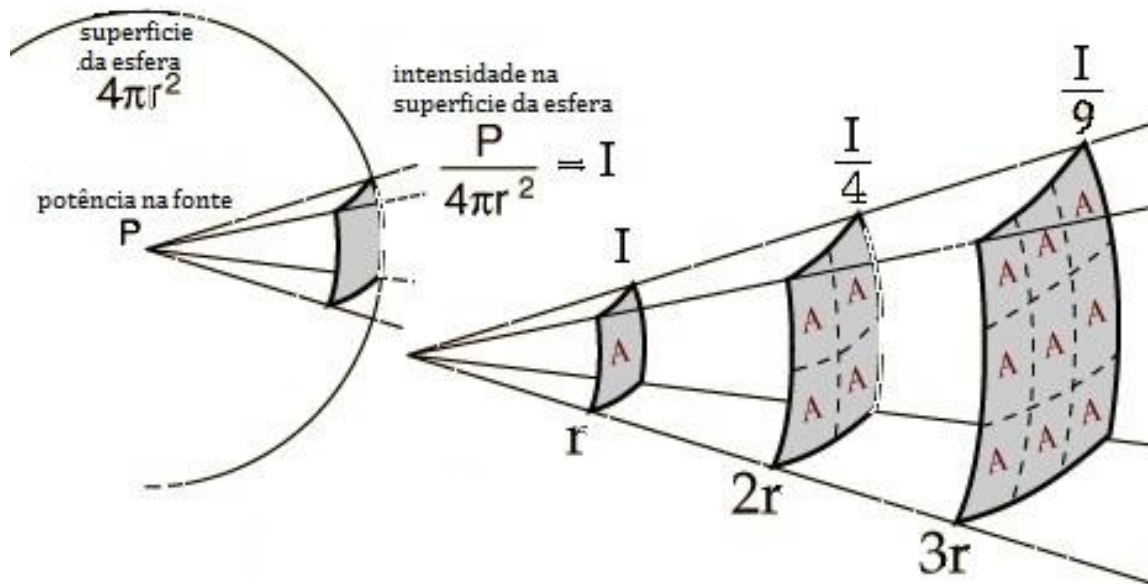


Figura 2. 3: Intensidade por afastamento r da fonte. [3]

Além do aumento da área, as próprias perdas de transmissão atenuam o som, fazendo com que a intensidade decaia ainda mais do que pelo aumento de área.

A intensidade por raio obedece à relação quadraticamente inversa a distancia:

$$I \propto \frac{1}{4\pi r^2}$$

E como na medida de decibéis de potencia e pressão a intensidade pode ser medida como:

$$L_i = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ decibéis (dB)} \quad (4)$$

Onde:

- L_i – nível de intensidade sonora medida em decibéis (dB)
- I – intensidade sonora medida em Watt/m^2
- I_0 – intensidade sonora de referencia ($10^{-12} \text{ Watt/m}^2$)

É possível representar também fontes não pontuais. Essas fontes podem ser linhas ou planos. Estes podem ser consideradas como um conjunto de pontos emissores

onde as intensidades se somam vetorialmente de acordo com as posições de emissão e medição.

2.6. Decaimento de acordo com a distância à origem da fonte

Uma fonte pequena e emissora intensa deve ser tratada como um ponto. Um cano vibrando ou outro tipo de emissor longitudinal pode ser modelado como uma distribuição linear de ruído. Qualquer tipo de superfície, como uma janela vibrando por um estímulo externo, deve ser tratado como uma superfície emissora.

Os diferentes tipos de fonte se comportam de formas distintas dependendo da distância. Considerando um emissor linear como pontos alinhados, as somas vetoriais das intensidades sonoras desses decaem menos se afastados a mesma distância. Emissores superficiais se comportam de forma análoga, demonstrando um decaimento ainda menor a uma distância característica.

Muitas vezes uma mesma fonte pode se comportar de forma diferente de caso a caso. Veículos em tráfego pesado ou presos em trânsito podem ser considerados como uma distribuição espacial (ou uma buzina como pontual).

As aproximações são válidas como simplificações. No emissor linear o decaimento é a metade do pontual na distância característica por π . Na superfície, a intensidade sonora se mantém até a menor distância característica por π , decai como uma linha até a maior, e se comporta como um ponto a seguir.

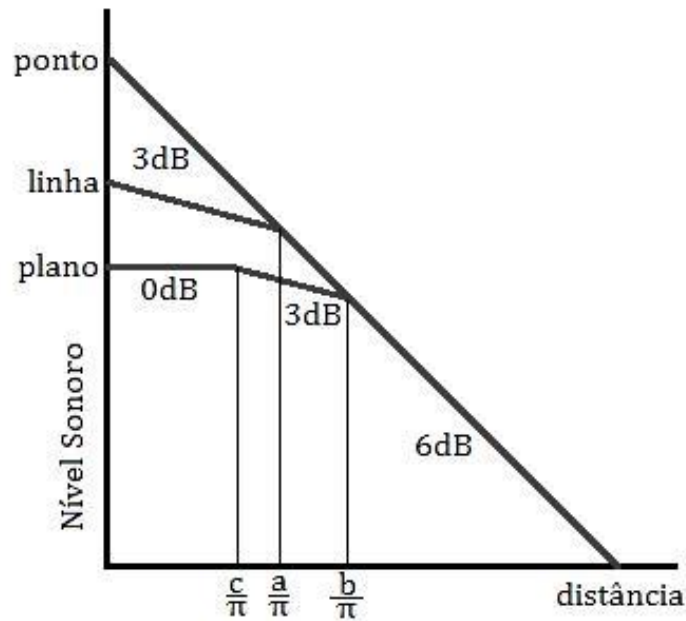


Figura 2. 4: Decaimento dependente da fonte. [2]

Sendo:

- a – comprimento da linha fonte
- b – menor dimensão da superfície fonte
- c – maior dimensão da superfície fonte

Seja qual for a distribuição original, dada uma grande distância da fonte, essa se assemelha a um ponto no espaço como mostra a Figura 2. 4. Essa simplificação lineariza o decaimento do ruído de acordo com a distância. Estão marcadas as dimensões características das fontes.

2.7. Reflexão

A parcela da energia sonora que não atravessa uma barreira e não é absorvida, é refletida por uma partição. Esse é o fenômeno em espaços abertos chamado de eco, na acústica de salas, é a reverberação. Esse campo de reflexão e espalha o som por todo ambiente.

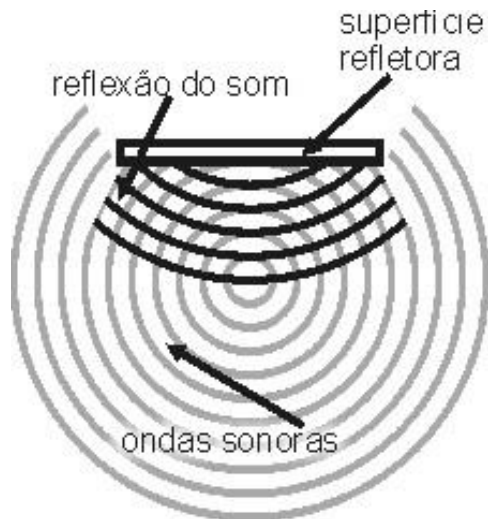


Figura 2. 5: Reflexão de onda sonora em obstáculo. [4]

A Figura 2. 5 mostra esse fenômeno, a onda refletida pelo anteparo tem a mesma frequência. A amplitude diminui de acordo com as perdas de absorção e retransmissão. A onda refletida soma-se ou se cancela com o som original, dependendo da fase.

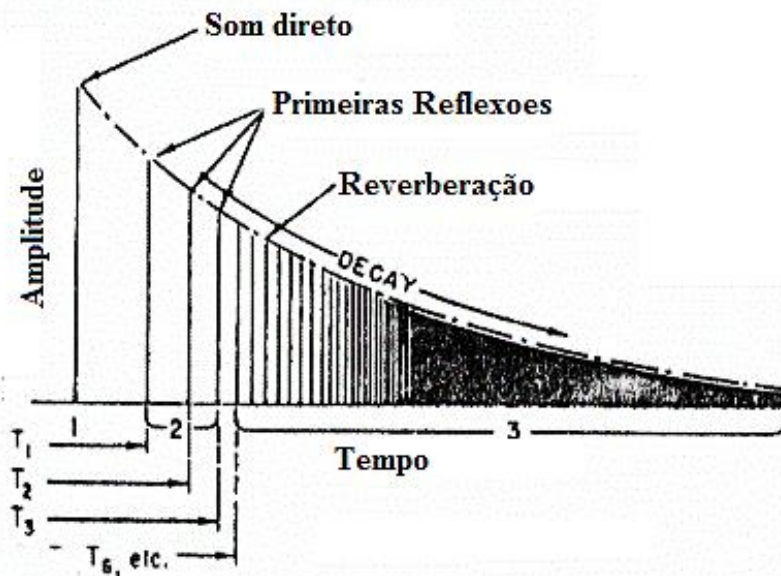


Figura 2. 6: Amplitude sonora ao longo do tempo, por reflexão. [5]

Estas reflexões em um recinto fechado fazem então com que o som persista mesmo depois a fonte original, cesse. A Figura 2. 6 mostra a queda de amplitude entre a fonte original no tempo zero e entre a primeira reflexão em T_1 , a segunda em T_2 e as que sucedem a T_3 , reflexões de reflexões, próximas demais para distinguir.

O fenômeno é breve, se dissipa ainda mais rápido do que a transmissão em espaço aberto. As perdas nas reflexões diminuem o nível de pressão sonora. No entanto esses raios refletidos, mais fracos e difusos, se acumulam. Quanto maior o tempo de reverberação, mais a pressão sonora se somam.

Isso permite também um efeito de amplificação da fonte. Quando a fonte se encontra perto superfícies refletivas. O ganho de sinal depende de como o emissor está confinado, em termos matemáticos, de quantos octantes (divisão do espaço em oito) o som pode se propagar.

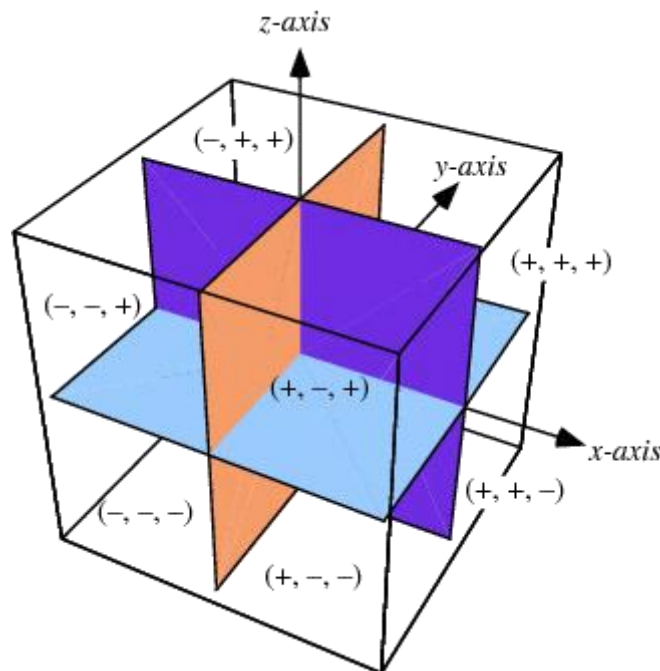


Figura 2. 7: Mapa de octantes. [6]

A Figura 2. 7 mostra a descrição cartesiana do espaço. Com ela fica fácil visualizar que uma fonte na origem quando emitindo sinal para o octante positivo em X vai apenas transmitir a mesma potencia pela metade do espaço possível, logo a intensidade dobra. Se transmitir apenas para X e Y positivos, apenas um quarto do espaço possível, a intensidade sonora quadruplica. Na situação mais restrita, como no encontro de 3 superfícies, com apenas um octante disponível, a intensidade é oito vezes a original.

Esse efeito de direcionalidade da fonte sonora é está descrito na equação (5).

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) \text{ dB} \quad (5)$$

Onde:

- L_p - nível de pressão sonora medida em decibéis (dB)
- L_w - nível de potencia sonora da fonte medida em decibéis (dB)

E onde Q pode ser achado na Tabela 2. 2.2

Tabela 2. 2.2: Ganho típico por restrição. [2]

	Q	Ganho típico (dB)
Fonte Livre	1	0
Parede	2	+3
Encontro de duas paredes	4	+6
Encontro de três paredes	8	+9

As fontes naturalmente direcionais também são ampliáveis e elas podem ser combinadas com a direcionalidade da posição, isso deve ser levado em conta em projetos de isolamento para evitar a potencialização desse fator.

2.8. Difração

A difração pode ser definida como a modificação de um campo ondulatório devido à introdução de um objeto. Os obstáculos podem ser barreiras, placas com furo entre outras. Parte do som muda a sua trajetória. O tamanho dessa mudança depende da relação entre comprimento de onda e a dimensão característica do obstáculo.

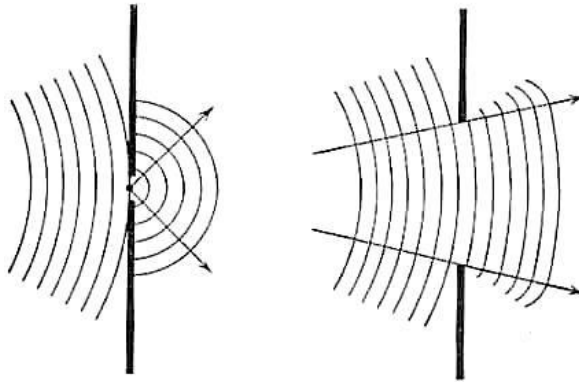


Figura 2. 8: Diferença na distorção de campo para diferentes dimensões e mesmo comprimento de onda. [7]

Assim como na luz, comprimentos de onda de magnitude semelhante aos obstáculos que ela encontra pelo caminho são os mais distorcidos. Como mostra a Figura 2. 8. No caso limite de uma onda que encontra um orifício com a mesma ordem de grandeza da onda, o furo se comporta como um tipo de emissor pontual.

2.8.1. Difração por uma barreira

Ao encontrar um obstáculo, como no caso da luz, parte do sinal passa livre de interferência, e se comporta como se estivesse se propagando em campo livre. Outra parte dela, no entanto fica bloqueada pelo anteparo, criando uma área de sombra. Aqueles comprimentos de onda próximos à dimensão característica do anteparo são desviados. Esse desvio cria um campo de penumbra.

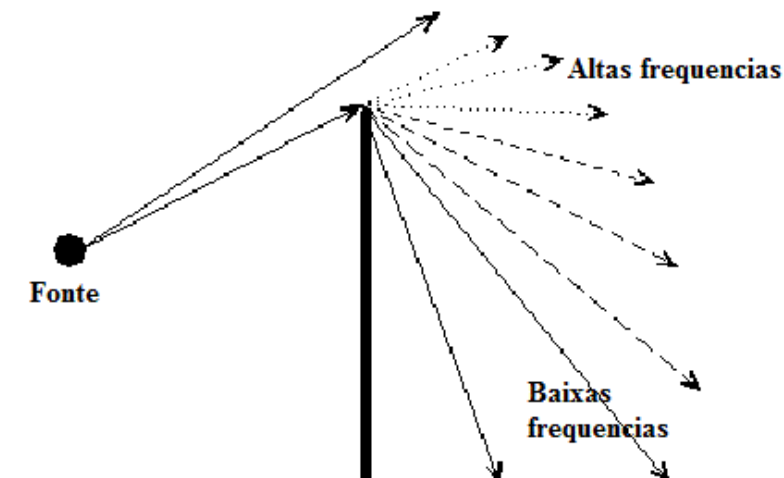


Figura 2. 9: Separação de frequência por difração. [8]

Esse fenômeno muda o tipo de propagação do som, principalmente em baixas frequências (grandes comprimentos de onda). Que são mais parecidas com os obstáculos macroscópicos da maioria dos desafios de controle sonoro como mostra a Figura 2. 9. Para as altas frequências, diversos orifícios podem se comportar como fontes emissoras pontuais, tornando mais complicada a análise acústica.

O termo barreira acústica, abrange os muros verticais, as elevações de terra e as coberturas parciais ou totais das vias de circulação. Serve para redução dos níveis sonoros existentes ou previstos dentro de áreas afetadas com altos índices de ruído, situadas próximas às vias de grande circulação de automóveis.

Quando existe um obstáculo entre uma fonte e um receptor, dois efeitos principais ocorrem:

- Reflexão do som numa direção diferente;
- Difração do som, modificação do campo sonoro na região do receptor.

Para calcular a pressão sonora sem barreira:

$$L_{p1} = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) \text{ dB} \quad (6)$$

Para calcular a perda de nível de pressão:

$$L_{p2} = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right) \text{ dB} - D \quad (7)$$

Sendo:

$$L_{p2} < L_{p1}$$

D a perda por inserção da barreira e é encontrado pela formula de Maekawa [9]:

$$D = 10 \log(20N) = 10 \log N + 13 \quad (8)$$

Onde:

- D é a perda por inserção da barreira
- N é o número de Fresnel

$$N = 2 \frac{d}{\lambda} = \frac{fd}{c} = \frac{2\delta}{f} \quad (9)$$

- f – frequência
- d – distancia medida direto entre emissor e receptor
- λ - comprimento de onda
- δ – Diferença entre trajeto do som

Como mostra a Figura 2. 10. A variável δ pode ser achado por uma relação geométrica do triangulo formado por fonte, emissor e receptor (10).

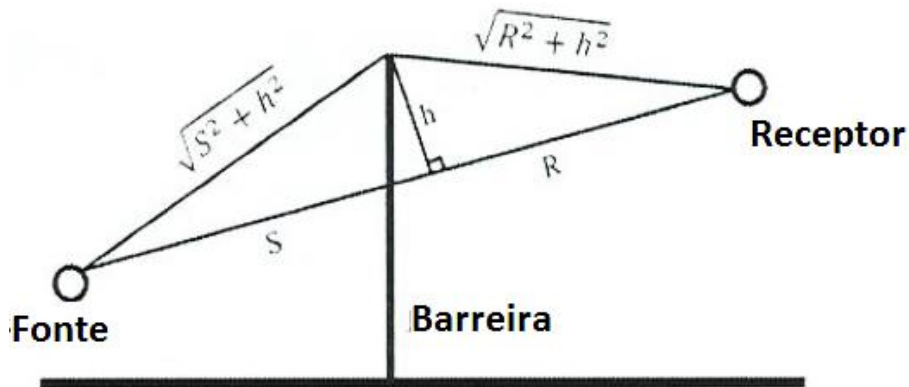


Figura 2. 10: Diferença de trajeto sonoro. [9]

$$\delta = (\sqrt{S^2 + h^2} + \sqrt{R^2 + h^2}) - (S + R) \quad (10)$$

As ondas sonoras desviadas são frequentemente confundidas quanto a sua origem. Como na ótica, esses sons tem uma fonte virtual, que pode causar alguma confusão na orientação.

3. Percepção, controle e fontes de ruído

O ouvido humano é um sistema complexo. Ele é formado pela película do tímpano. Que movimentada ossos que interagem e estimulam a cóclea. Esse caracol é preenchido com um fluido e com cerdas em seu interior, esses traduzem as frequências transmitidas no fluido em sinais para o cérebro.

Esse complexo sistema capta uma ampla gama de frequências, mas não o fazem em igual eficiência. Sons próximos ao final do espectro sonoro, principalmente os sons de baixa frequência são fortemente atenuados, quando não completamente perdidos.

Com o passar do tempo, as cerdas enrijecem e perdem a capacidade de interpretar a frequência a qual era sensível. Esse dano é natural da idade ou de uma estimulação exagerada que causa dano permanente. Os níveis de exposição perigosos são conhecidos e devem ser levado em conta para determinar o quanto atenuar de cada frequência.

3.1. Medição

Para medir a o nível de pressão sonora de forma objetiva usamos instrumentos chamados de sonômetros, que são medidores de nível de pressão sonora. Também são conhecidos popularmente como decibelímetros. Esse sensor é um microfone, que mede em decibéis a pressão sonora L_p por faixa de frequência.

Além do microfone o sonômetro contem quatro filtros distintos criados com diferentes faixas de utilização em mente. Sendo o Cada um atenua algumas frequências mais e amplificam outras.

Hoje o filtro A, da Figura 3. 1, é o mais utilizado [2], suas medições serão definidas em dBA. Os outros são dedicados para maiores níveis de pressão sonora. O filtro D, é especialmente projetado para medição em aviação. Por ter um grande ganho próximo aos 4000 Hz, uma frequência tipicamente muito intensa em turbinas de aviação, ele é utilizado para medições aeroportuárias. O filtro C, por exemplo, é mais voltado para ruídos de baixas frequências, de todos os filtros é o que atenua menos as baixas frequências. Já o Filtro B é um intermediário entre o A e o C.

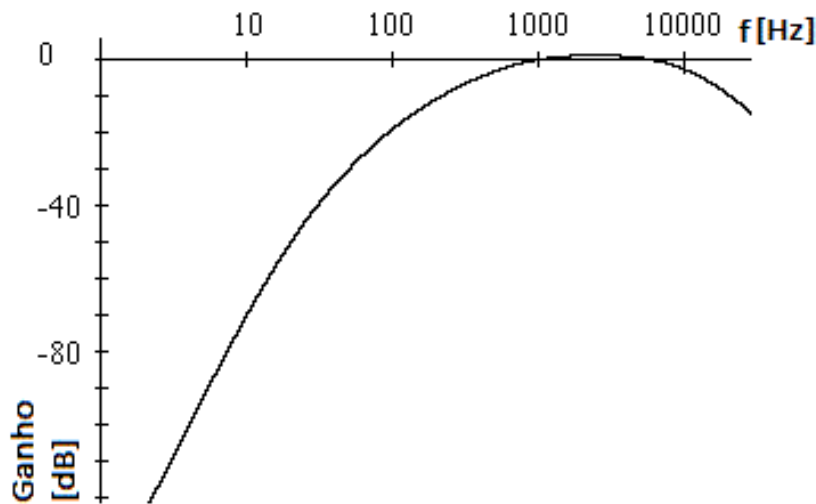


Figura 3. 1: Representação de mudança de sinal no filtro A [10]

O filtro A atenua em diferentes graus sinais abaixo de 1000 Hz, e acima de aproximadamente 5000 Hz. No entanto dentro dessa faixa ele os amplia. Isso é uma representação imperfeita, mas nos dá boas noções de como se comportariam ouvidos humanos expostos à determinada fonte.

Além dos filtros de nível de pressão sonora, os sonômetros contam com filtros de frequência, que separam os sons por faixas de oitava ou terço de oitava.

Com os resultados da medição e os valores corrigidos. Esses podem ser comparados com tabelas que tentam quantificar o desconforto sonoro. Isso vai determinar o nível de conforto do recinto.

3.2. Curvas de conforto sonoro

As curvas NC (*noise criteria*, critério de ruído em tradução livre) foram originalmente criadas por L Beranek que trabalhava no ramo de aquecimento e ventilação [2]. Ele posteriormente veio a criar curvas mais rígidas em altas e baixas frequências conhecidas como PNC (*preferred noise criteria*, critério preferencial de ruído). Os dados utilizados são os níveis por faixas de oitava.

Outras curvas foram criadas por entidades europeias e outros segmentos industriais. Dentre elas destacam-se as avaliações sonoras criadas na Europa, as NR (*noise rating*), que são mais rígidas do que as curvas NC em altas frequências. [2] Para gerar as curvas NR necessárias para qualificar uma sala usa-se a equação (11).

$$L = a + bn \tag{11}$$

Onde:

- L – nível de pressão na faixa de oitava da curva NR n [L_p dB de pressão]
- n – valor da oitava [Hz]

E os valores de a e b vem da Tabela 3. 3.1.

Tabela 3. 3.1: Valores de a e b, para ajuste de curva NR [2]

	31.5	63	125	250	500	1k	2k	4k	8k
a	55.4	35.4	22	12	4.8	0	-3.5	-6.1	-8
b	0.681	0.79	0.87	0.93	0.93	1	1.015	1.025	1.03

Ainda existem outras curvas, como o critério de sala RC (*room criteria*), desenvolvida pela ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers*), que levam em conta a sensação do som no corpo e nas superfícies leves ao redor. Sensações características das baixas frequências

Todas essas curvas são indicações de como lidar com o ruído, a forma com que cada pessoa sente é subjetiva. Deve-se então usar os valores encontrados como indicativos, não como medidas absolutas.

A curva de níveis de pressão sonora medida pode ser então comparada com o conjunto de curvas de conforto. A nota da sala em termos de valor NC ou equivalente é determinada como aquela cuja curva mais intensa é interceptada, ou como uma interpolação entre os valores das curvas.

3.3. Comparando parâmetros de medição

As curvas NC Figura 3. 2 com os valores da Tabela 3. 3.2, curvas NR Figura 3. 3 e valores da Tabela 3. 3.3 e a curva PNC Figura 3. 4 com valores da Tabela 3. 3.4

Tabela 3. 3.3 foram plotadas de forma a serem mais facilmente comparáveis. Analisando as curvas NC pode se perceber a ausência de valores para 31.5 Hz, um dos motivos pelo qual níveis medidos por essa curva, são frequentemente considerados incômodos em baixas frequências, algo que tenta ser corrigido na curva PNC.

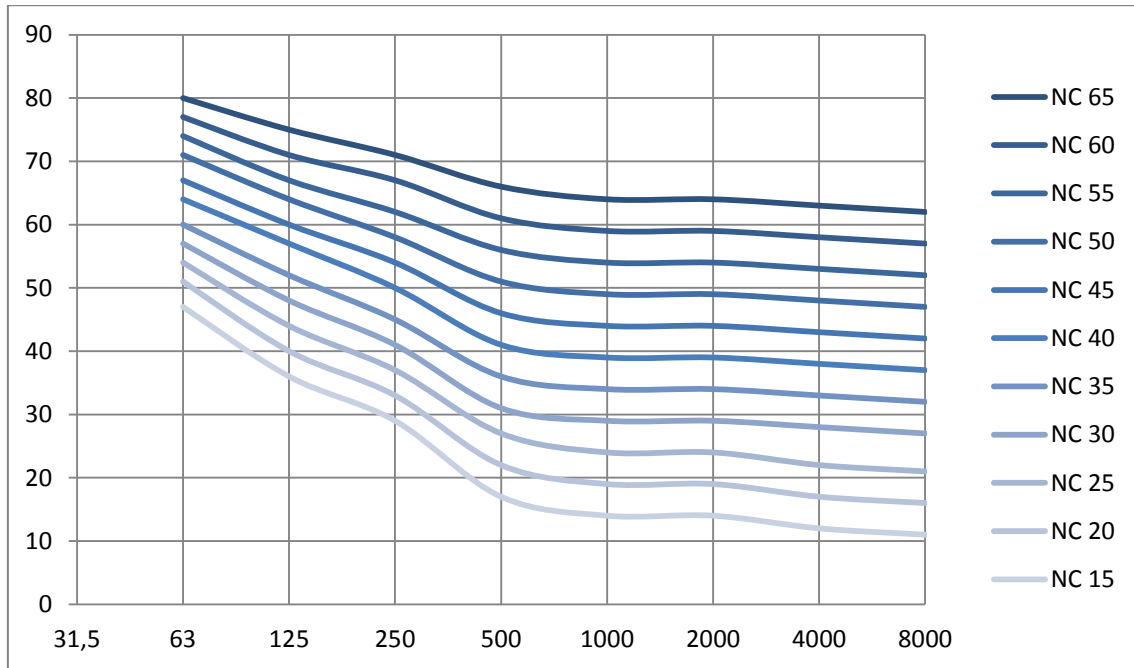


Figura 3. 2: Curvas NC [2]

Tabela 3. 3.2 Intensidade sonora em dB por Oitava nas diferentes curvas NC [2]

Curva	Frequência								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
NC 65		80	75	71	66	64	64	63	62
NC 60		77	71	67	61	59	59	58	57
NC 55		74	67	62	56	54	54	53	52
NC 50		71	64	58	51	49	49	48	47
NC 45		67	60	54	46	44	44	43	42
NC 40		64	57	50	41	39	39	38	37
NC 35		60	52	45	36	34	34	33	32
NC 30		57	48	41	31	29	29	28	27
NC 25		54	44	37	27	24	24	22	21
NC 20		51	40	33	22	19	19	17	16
NC 15		47	36	29	17	14	14	12	11

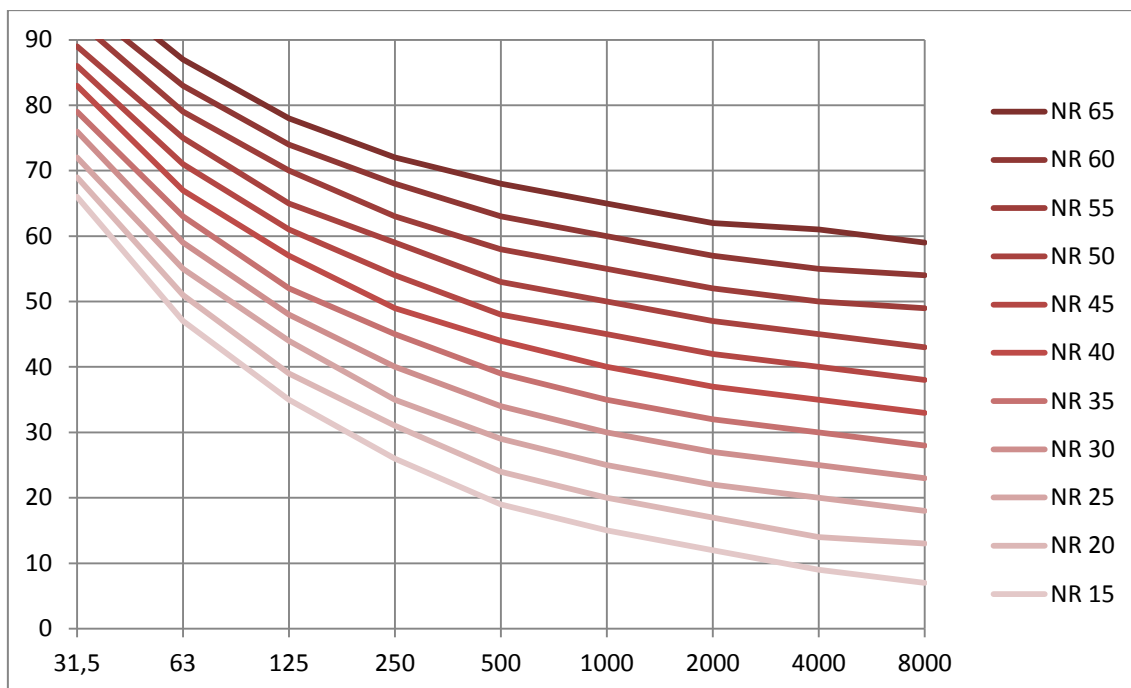


Figura 3. 3: Curvas NR [2]

Tabela 3. 3.3 Intensidade sonora em dB por Oitava nas diferentes curvas NR [2]

Curva	Frequência								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
NR 100	123	115	109	105	102	100	98	96	95
NR 95	120	111	105	100	97	95	93	91	90
NR 90	117	107	100	96	92	90	88	86	85
NR 85	113	103	96	91	87	85	83	81	80
NR 80	110	99	91	86	82	80	78	76	74
NR 75	106	95	87	82	78	75	73	71	69
NR 70	103	91	83	77	73	70	68	66	64
NR 65	100	87	78	72	68	65	62	61	59
NR 60	96	83	74	68	63	60	57	55	54
NR 55	93	79	70	63	58	55	52	50	49
NR 50	89	75	65	59	53	50	47	45	43
NR 45	86	71	61	54	48	45	42	40	38
NR 40	83	67	57	49	44	40	37	35	33
NR 35	79	63	52	45	39	35	32	30	28
NR 30	76	59	48	40	34	30	27	25	23
NR 25	72	55	44	35	29	25	22	20	18
NR 20	69	51	39	31	24	20	17	14	13
NR 15	66	47	35	26	19	15	12	9	7
NR 10	62	43	31	21	15	10	7	4	2
NR 5	59	39	26	17	10	5	2	-1	-3
NR 0	55	35	22	12	5	0	-4	-6	-8

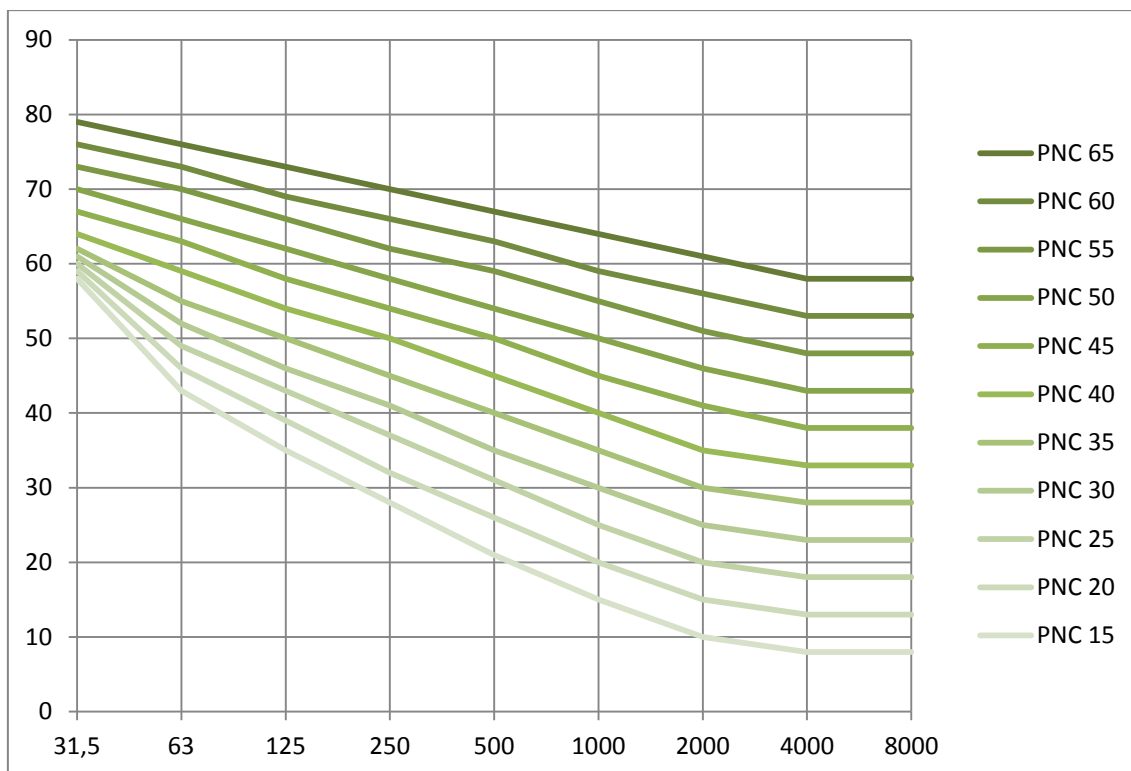


Figura 3. 4: Curvas PNC. [2]

Tabela 3. 3.4 Intensidade sonora em dB por Oitava nas diferentes curvas PNC [2]

Curva	Frequência									
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
PNC 65	79	76	73	70	67	64	61	58	58	
PNC 60	76	73	69	66	63	59	56	53	53	
PNC 55	73	70	66	62	59	55	51	48	48	
PNC 50	70	66	62	58	54	50	46	43	43	
PNC 45	67	63	58	54	50	45	41	38	38	
PNC 40	64	59	54	50	45	40	35	33	33	
PNC 35	62	55	50	45	40	35	30	28	28	
PNC 30	61	52	46	41	35	30	25	23	23	
PNC 25	60	49	43	37	31	25	20	18	18	
PNC 20	59	46	39	32	26	20	15	13	13	
PNC 15	58	43	35	28	21	15	10	8	8	

A norma brasileira NBR 10152 trabalha com as curvas NC, então qualquer projeto faz bem em ser medido por essa regra, no entanto, as curvas NR e PNC são mais completas em espectro e podem levar a ambientes de qualidade superiores ao exigidos pela ABNT.

3.4. Controle do ruído

Depois de tratar dos conceitos básicos, da geração e da medição, já é possível entender os mecanismos e as técnicas de controle de ruído. Sendo estes divididos em duas partes igualmente importantes. Aumento de absorção de uma fonte interna, e isolamento de uma fonte externa. As fontes interagem entre si por isso qualquer proposta de controle de ruído não pode desconsiderar ambas as questões.

3.5. Reverberação

É um fenômeno de ambientes fechados, múltiplos reflexos do som original que se acumulam e somam no tempo. A Figura 3. 5 mostra o raio 1, o raio de campo livre, como a seta mais grossa. Todas as outras reflexões perdem em pressão conforme se refletem. Os raios que mais se refletem também são os mais defasados quanto ao raio direto.

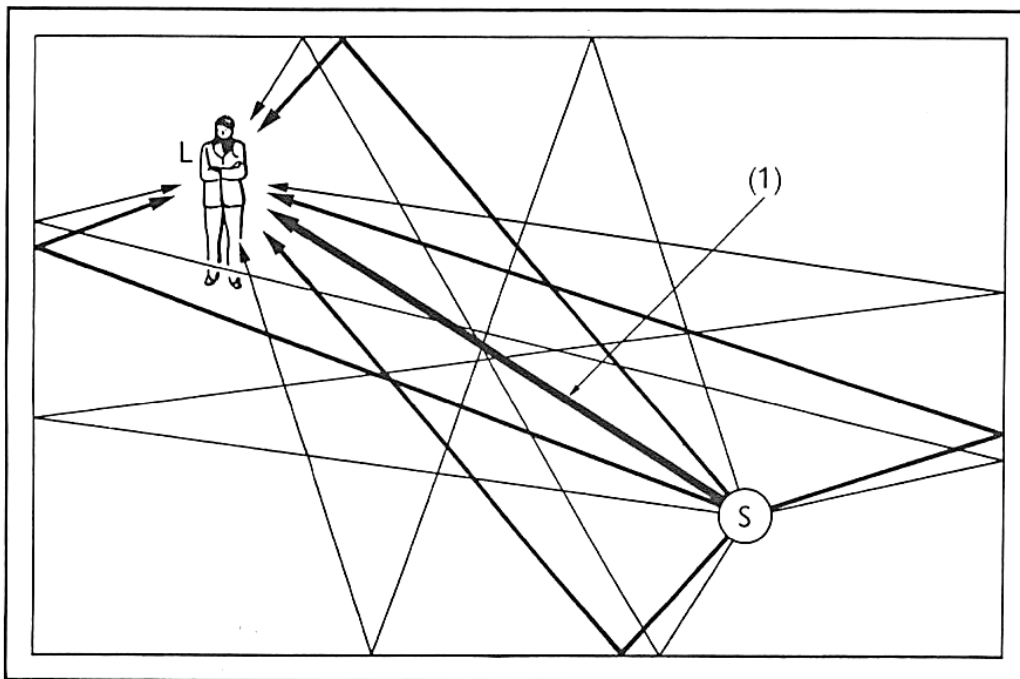


Figura 3. 5: Campo livre e a representação de reflexões convergindo em um ouvinte. [2]

O nível sonoro reverberante na sala é dado por:

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{4}{R} \right) dB \quad (12)$$

Onde R conhecida como constante da sala é dada por:

$$R = \frac{S \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \quad (13)$$

- S – Área total da sala (em m²)
- $\bar{\alpha}$ – Coeficiente médio de absorção dos limites da sala.

E $\bar{\alpha}$ pode ser calculado por:

$$\bar{\alpha} = \frac{S_1 \alpha_1 + S_2 \alpha_2 + S_3 \alpha_3 + \dots + S_n \alpha_n}{S_{total}} \quad (14)$$

Uma forma de reduzir o ruído em ambientes internos consiste em aumentar a absorção local. Programas de cálculo computacional podem criar diferentes cenários para $\bar{\alpha}$. A Tabela 3. 3.5 mostra alguns dos valores típicos de materiais usados em construção civil e isolamento acústico. Isso dá noções da grandeza da atenuação de reverberação e um parâmetro para o projeto de um absorvedor de sons.

A mesma Tabela 3. 3.5 mostra que um mesmo produto pode ter diferentes capacidades de absorção dependendo da forma que é instalada. As placas de fibra perdem muita capacidade de absorção com o contato direto, isso se deve em parte a mecânica de atenuação por trabalho de película. O vidro mostra que a espessura também é relevante, mas que nem sempre componentes mais espessos são melhores, o aumento de espessura, aumenta a rigidez. O carpete é uma alternativa para pisos, que absorvem impactos e também som ambiente, oferecendo um ganho geral.

Tabela 3. 3.5: Alguns materiais mais comuns no isolamento acústico. [2]

	125	250	500	1k	2k	4k
Reboco acústico em spray	0.30	0.35	0.50	0.70	0.70	0.70
Tabuas em chão de viga	0.15	0.20	0.10	0.10	0.10	0.10
Blocos de cimento	0.20	0.30	0.60	0.60	0.50	0.50
Parede de tijolos sólidos	0.05	0.04	0.02	0.04	0.05	0.05
Cortiça	0.05	0.10	0.20	0.55	0.60	0.55
Placa de fibra						
-contato direto	0.05	0.10	0.15	0.25	0.30	0.30
-25mm de distancia para parede	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30	0.30
Vidro						
entre 3 e 4 mm	0.2	0.15	0.1	0.07	0.05	0.05
acima de 4	0.10	0.07	0.04	0.03	0.02	0.02
Carpete em feltro	0.10	0.15	0.25	0.30	0.30	0.30

O nível sonoro total numa sala, contando ganhos de amplificação, é dado por:

$$L_p = L_w + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \text{ dB} \quad (15)$$

A equação (15) considera simultaneamente os campos direto e reverberante, sendo o primeiro uma característica mais da fonte e a segunda uma exclusiva do recinto.

3.6. Tempo de reverberação

A constante da sala R é um valor indicativo importante, o qual depende da área e do revestimento da sala. Superfícies muito absorventes diminuem o total de reflexões, como consequências diminuem a energia por reflexão mais rapidamente.

Uma medição mais direta e mais eficiente de absorção sonora é o tempo de reverberação. Por definição ele é o tempo necessário para que o som de numa sala decaia em 60 dB a partir do momento que a fonte é desligada. Muitas vezes não sendo possível medir uma queda de 60 dB, mede se uma queda de 30 dB e dobra o tempo para

obter um resultado comparável. Menores tempos implicam em menores ampliações por reverberação.

No Brasil o tempo de reverberação é normatizado pela ABNT e estipula diferentes valores para diferentes tipos de sala [11]. Por exemplo: para salas vazias, uma fonte emissora que não emita mais de uma oitava em frequência de cada vez e deve gerar pelo menos 40 dB a mais do que o som de fundo, que será definido com mais cuidado depois.

W. C. Sabine definiu a relação entre volume da sala, área absorvente e tempo de reverberação [12], essa relação é:

$$T = \frac{0.163 V}{S \bar{\alpha}} \quad (16)$$

Onde:

- T – tempo de reverberação (em s)
- V – volume da sala (em m³)
- S – superfície da sala (em m²)
- $\bar{\alpha}$ – coeficiente médio de absorção sonora

Essa relação é válida para campos sonoros difusos, nome dado para campos sonoros com muitas reflexões, e onde não há uma grande área de absorção sonora, numericamente falando, $\bar{\alpha}$ próximo à zero.

Devido às limitações e imprecisões da fórmula de Sabine outras relações foram criadas, como a relação de Eyring, que define uma queda logarítmica de 60 dB como tempo de reverberação [12]:

$$T = \frac{0.163 V}{-S \log_e(1 - \bar{\alpha})} \quad (17)$$

Lembrando que o valor de $\bar{\alpha}$ de ambas as relações (16) e (17) foram obtidos em laboratório usando a relação de Sabine, o que implica nas imperfeições crescentes nos extremos do modelo.

A Figura 3. 6 mostra o decaimento logarítmico depois do desligamento da fonte, a linha em vermelho é uma aproximação.

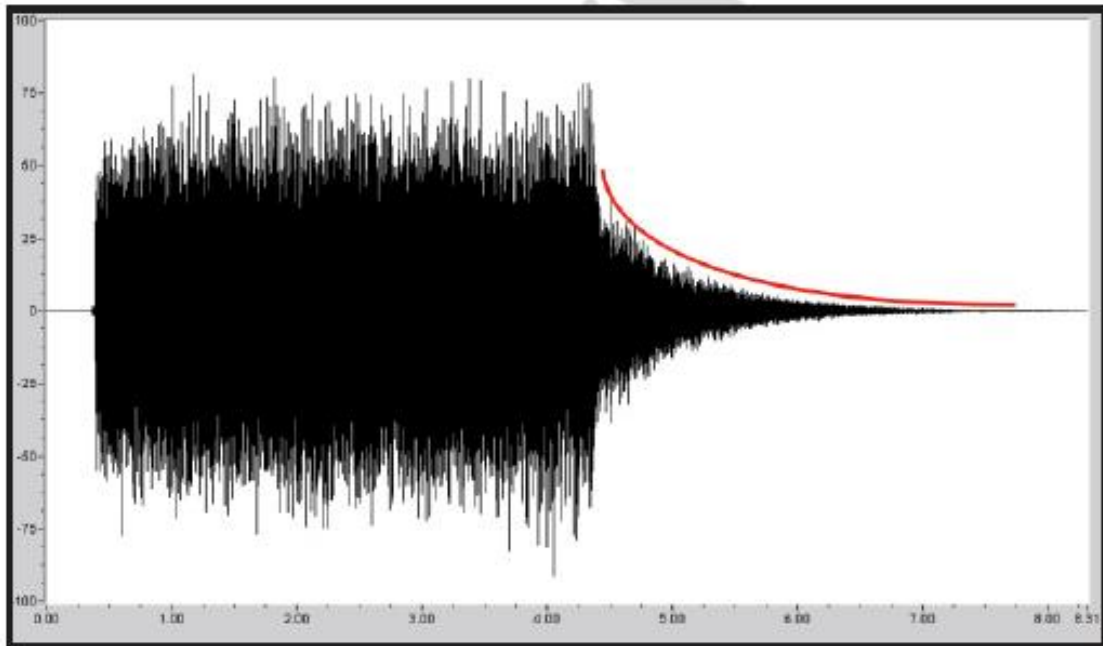


Figura 3. 6: Decaimento de pressão sonora. [13]

Reorganizando os valores de (16) para:

$$S \bar{\alpha} = \frac{0.163 V}{T} \quad (18)$$

Podemos definir a pressão sonora de reverberação como:

$$L_p(\text{refletido}) = L_w + 10 \log_{10} T - 10 \log_{10} V + 14 \text{dB} \quad (19)$$

As equações (5) e (19) podem ser somados para calcular o valor total de pressão sonora em um ambiente reverberante.

Existem também monogramas que simplificam a estimativa da amplificação do som através de informações sobre volume da sala, distancia da fonte e tempo de reverberação.

3.7. Mecanismo de absorção sonora

Existem algumas alternativas para garantir uma boa absorção, em cada frequência com um mecanismo mais adequado.

Define-se então o material absorvente como aquele que converte potencia sonora em energia interna, como forma de dissipar energia sonora. O mercado dispõe diversos materiais diferentes, que agem de três formas distintas, cada qual com seu uso recomendado.

- Absorvedor poroso (ou dissipativo)
- Absorvedor de membrana
- Absorvedor de cavidade

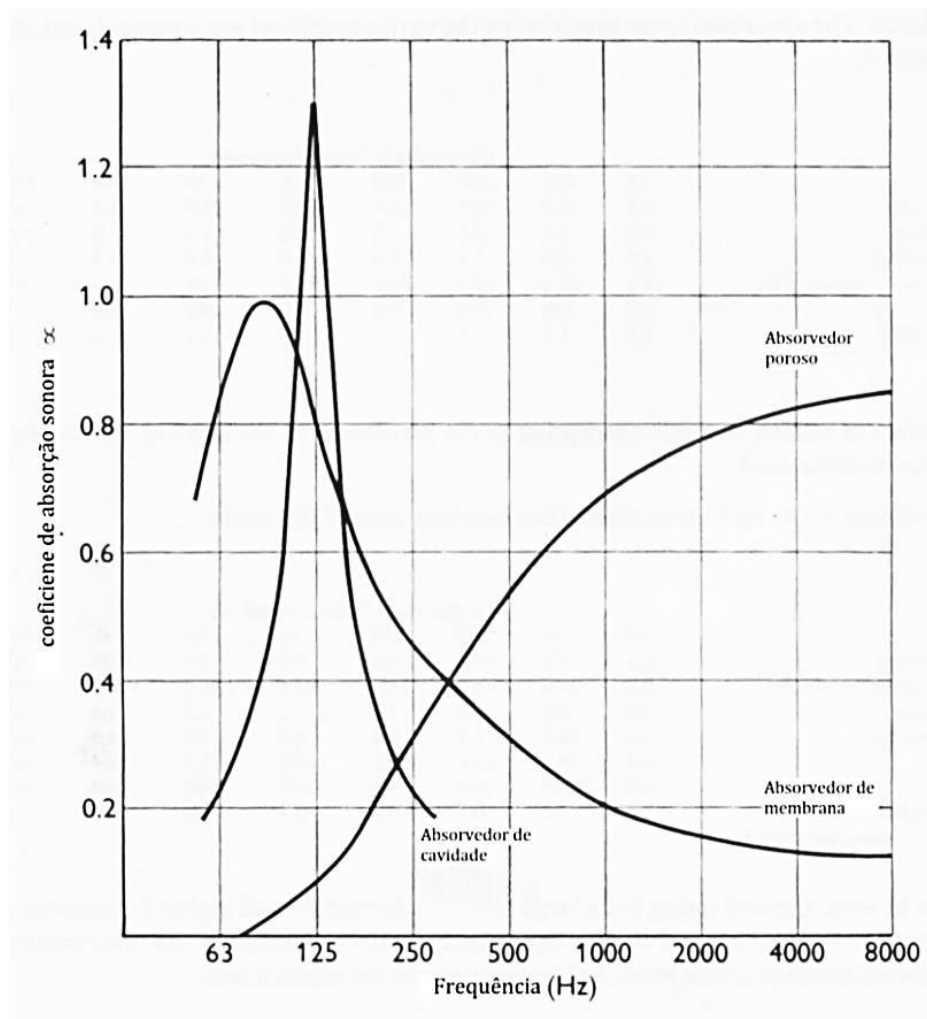


Figura 3. 7: Diferentes tipos de absorvedores, em eficiência, por frequência [2]
Cada material tem um coeficiente por frequência. A Figura 3. 7 esclarece essa diferença de eficiência. É necessário então o estudo da composição do ruído em oitavas.

3.7.1. Absorvedor poroso

Aqueles absorvedores que agem através do atrito do ar com a superfície de micro canais são definidos como absorvedores porosos. Estes precisam então que os diversos caminhos para o ar se interconectem, a perda de sinal se dá pelo fluxo. Canais sem saída para o outro lado podem apenas então aumentar a pressão, mas sem esse fluxo, não permitem a perda de carga do som de forma tão eficiente quanto poderiam.

Esse tipo de absorvedor é mais eficiente em altas frequências, como mostra de forma geral a Figura 3. 7. No entanto o limite inferior para frequência mínima varia conforme a espessura do material, sendo espessuras maiores aquelas que têm menor frequência mínima. O índice de absorção não é necessariamente maior para maiores espessuras como fica claro na Figura 3. 8, chegando inclusive em perder eficiência. Limites práticos de espaço e fixação impedem o uso irrestrito do material.

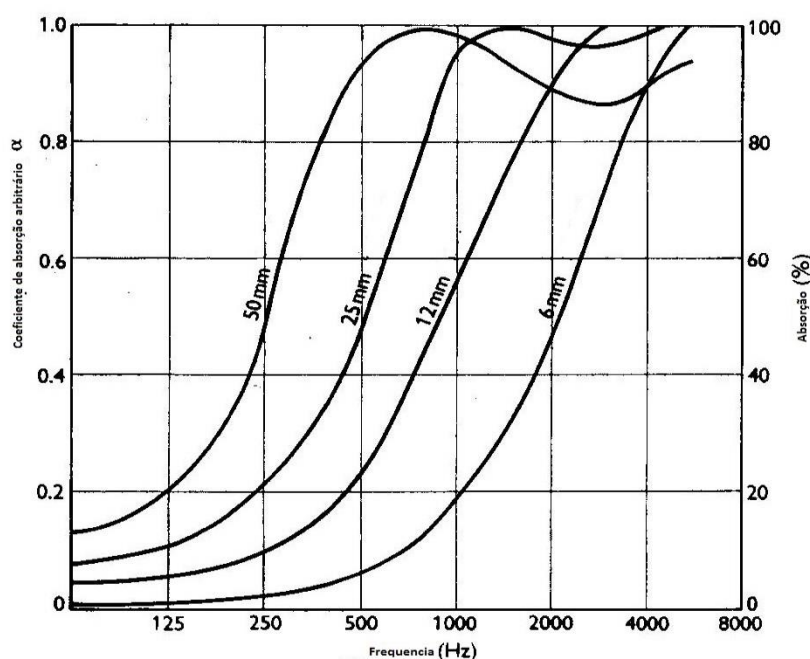


Figura 3. 8: Absorção por frequência, diversas espessura. [2]

Frequentemente esses materiais estão recobertos com superfícies que não permitem a passagem de ar, como um filme plástico. Isso reduz a capacidade de absorção em altas frequências, mas não inutiliza o material absorvente.

Uma confusão frequente que precisa ser esclarecida é a relação entre boa absorção sonora e isolamento térmico. Os bons isolamentos térmicos como isopor são compostos de bolsões de ar presos entre grãos de plástico, bons isolamentos sonoros são interligados, permitindo o fluxo de ar.

Alguns materiais de isolamento poroso:

- Fibra de vidro
- Lã mineral
- Espuma de célula aberta

3.7.2. Absorvedor de membrana

A mecânica de absorção por membrana acontece primariamente na transformação de energia sonora em energia vibracional da película e perda na armação que a segura. Sendo a maior absorção aquela cuja frequência combina com o primeiro harmônico do quadro, que vibra em um colchão de ar formado pelo espaço livre atrás do quadro, sendo esse método muito mais eficiente em baixas frequências do que altas.

A frequência natural do absorvedor pode ser definida como:

$$f = \frac{60}{\sqrt{md}} \quad (20)$$

Onde:

- f – frequência de ressonância (em Hz)
- m – massa da película (em kg/m²)
- d – distancia do ar no espaço livre (em m)

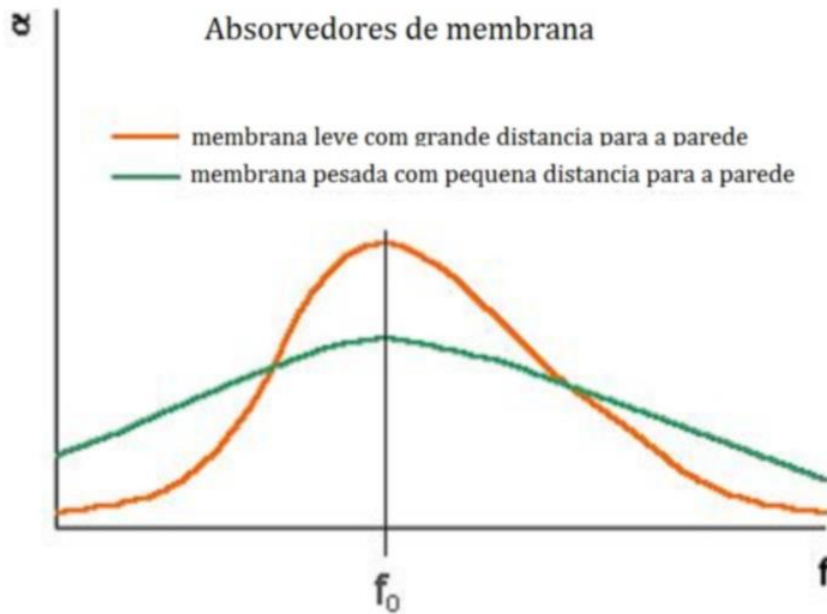


Figura 3. 9: índice de absorção para dois valores construtivos. [14]

Essa relação (20) nos oferece a frequência de maior atenuação, mas não o coeficiente dela. Para isso precisamos obter os valores através de experimentos, próprios ou passados [15]. A Figura 3. 9 infere uma correlação entre abrangência de atenuação com distância para a parede e peso da membrana.

Tetos suspensos, chãos suspensos e vidros duplos são os usos mais comuns de absorvedor de membrana. Geralmente esses são feitos de materiais rígidos, contudo, se substituídos por materiais porosos, é possível obter um tipo de atenuação mais uniforme no espectro de frequência.

3.7.3. Ressonadores

A Figura 3. 7 deixa claro que esse tipo de absorvedor é o mais restrito em faixa de uso, mas aquele que obtém os melhores resultados dentro do escopo do projeto. Esse absorvedor ressonante deve então ser projetado com uma fonte específica em mente.

O atenuador mais comum é o ressonador de Helmholtz [16], que consiste de um volume de ar ligado ao ambiente através de um gargalo. A energia sonora é dissipada em perdas internas através do efeito pistão do ar contido na cavidade. A frequência de ressonância é então:

$$f_r = \left(\frac{c}{2\pi}\right) \sqrt{\frac{sl}{v}} \text{ Hz} \quad (21)$$

Onde:

- f_r – frequência de ressonância (em Hz)
- c – velocidade do som (em m/s)
- s – área exposta do gargalo (em m^2)
- l – comprimento do gargalo (em m)
- v – volume da cavidade (em m^3)

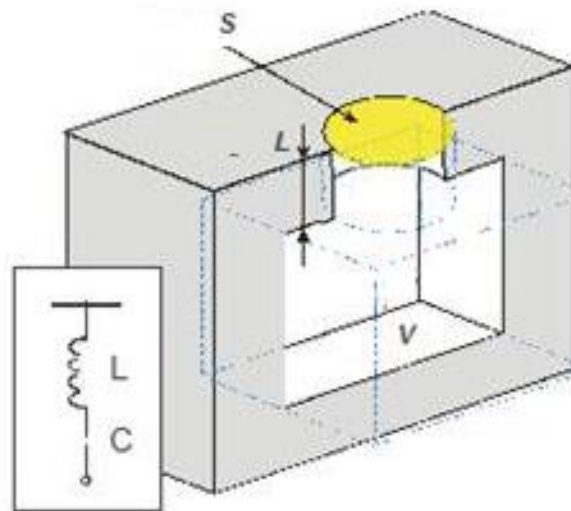


Figura 3. 10: Esquema construtivo de um ressonador. [16]

O efeito de absorção, é semelhante à dissipação em um sistema massa mola amortecido, como mostra a Figura 3. 10. Projetos em dutos podem ter um índice geral de absorção alto, usando ressonadores ajustados para diversas frequências, colocados ao longo do duto.

Uma boa solução para esse controlador é usar uma placa perfurada distante da parede sólida. Equação (21) permite modelar a resposta mudando os parâmetros de furos que agem como gargalos e a espessura da placa como gargalo. O volume atrás vai se comportar como se dividido em limites imaginários onde áreas de alta pressão de diferentes furos se encontram. Se devidamente calibrado, com diversos diâmetros de furo, podem permitir uma resposta mais ampla.

3.8. Combinação de efeitos

Os múltiplos mecanismos de atenuação podem ser combinados, no cenário da placa perfurada de efeito de cavidade. A própria placa pode se comportar como uma membrana, se o espaço livre permite a colocação de fibra de vidro pode se somar a isso o efeito de dissipação porosa [15].

Nenhum dos meios de absorção costuma ser o suficiente por si só no tratamento acústico. Por isso surge então a necessidade da combinação dessas ferramentas.

Vale notar que a atenuação da combinação não é a soma das atenuações individuais. Por exemplo, os orifícios necessários para o absorvedor de cavidade, que retiram a rigidez de membrana, ou o material poroso dentro das cavidades que custa espaço em termos de ar para ressonância.

3.9. Fontes externas

Em um ambiente residencial pode-se tratar de som de tráfego pesado na rua, vizinhos barulhentos, voo baixo de aviões e obras. Em ambientes industriais podem ser compressores, máquinas de trabalho pesado entre outras. Muitas vezes combinando mais de uma fonte, geralmente está fora do controle de quem faz o projeto acústico. Serão tratados com mais cuidado, individualmente, depois de melhor entender o recurso de isolamento acústico.

3.10. Particularidades do ruído externo

Ao contrário do ruído interno, que pode ser realizado reduzindo os tempos de reverberação, o controle do ruído externo conta com a interposição de barreiras para interromper ou divergir a propagação sonora.

A propagação como descrita anteriormente faz com que o som se reflita de superfície em superfície. Ele acaba então “vazando” para os ambientes por janelas, portas, até mesmo frestas. Mesmo a própria superfície transmite o som, de forma análoga a uma situação de transferência de calor.

Passos pesados no andar de cima ou outras formas de transmitir energia diretamente à estrutura são formas mais difíceis de isolamento. Acabam exigindo algum

tipo de amortecimento estrutural específico. Mostra se aí a necessidade do estudo cuidadoso desse tipo de isolamento.

3.11. Índice de atenuação sonora

A eficiência de um anteparo, em reduzir uma fonte de ruído depende de muitas características próprias. Da forma como foi usado na construção e também da fonte sonora. Para fins de cálculo o índice de atenuação sonora (SRI em inglês, *sound reduction index*) é definido como:

$$SRI = 10 \log_{10} \frac{W_i}{W_t} \text{ dB} \quad (22)$$

Onde:

- W_i – Potencia sonora incidente em um lado da superfície
- W_t – Potencia sonora transmitida pelo outro lado da superfície.

A medição só pode ser feita de forma objetiva em laboratórios, onde as variáveis podem ser bem controladas. As normas BS2750 de 1980 e na ISO R140 de 1978 tratam disso mais profundamente.

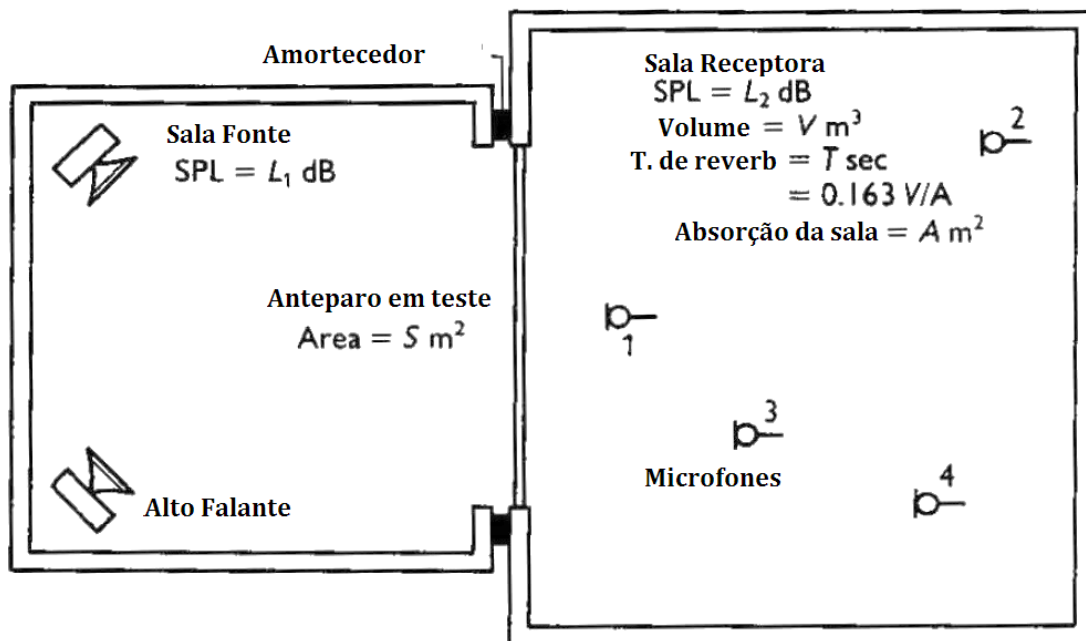


Figura 3. 11: Sala teste de isolamento acústico. [2]

Com a sala da Figura 3. 11 é possível então calcular através de emissões controladas e suas medições do outro lado do anteparo através da equação (23), que desconta também os efeitos de reverberação para uma medida mais precisa.

$$R = L_1 - L_2 + 10\log_{10}S + 10\log_{10}\frac{T}{0.163V} \quad (23)$$

Onde:

- R – Índice de redução sonora
- L_1 – pressão sonora na sala 1 (em dB)
- L_2 – pressão sonora na sala 2 (em dB)
- T – tempo de reverberação (em segundos)
- S – área exposta ao som (em m^2)
- V – volume da sala (em m^3)

Entre anteparos sólidos, aqueles cujas faces estão rigidamente conectadas. Os casos mais comuns em materiais de construção são chapas de madeira compensada, tijolos e blocos de cimento. Em janelas o vidro com uma lâmina ou composta por varias lâmina s em sucessão são os mais comuns.

Para determinar a diminuição do ruído quatro fatores são importantes.

- Massa
- Rigidez
- Amortecimento interno
- Forma como é montado

3.12. Atenuação por partições simples

Os maiores ganhos em atenuação sonora estão em partições complexas. Compostas de matérias em camadas, interagindo entre si para uma resposta melhor do que qualquer um deles individualmente. Mas por fins de simplicidade, custo e prazos, deve-se prestar maior atenção nos simples.

Nos materiais simples a relação da massa por metro quadrado e do índice de redução sonora, é uma relação logarítmica onde cada vez que se dobra a massa se reduz o sinal em 6 dB em média na frequência entre 100 e 3150 Hz.

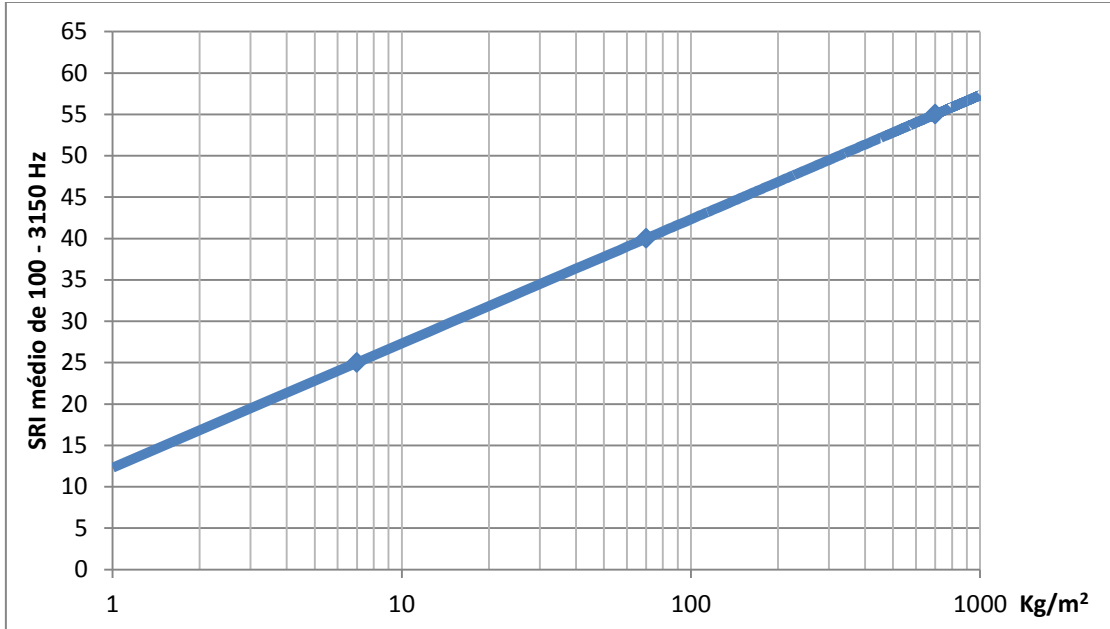


Figura 3. 12: Lei das massas em frequências médias. [17]

$$SRI = 20 \text{ Log}_{10} (f\rho) - 48 \text{ dB} \quad (24)$$

Onde:

- f - frequência em Hz
- ρ – densidade superficial em kg/m²

A Figura 3. 13 e a equação (24), sua linearização nos dão a queda esperada em ruído por uma barreira sólida com a massa por metro² especificada. Essa regra é conhecida com a lei da massa.

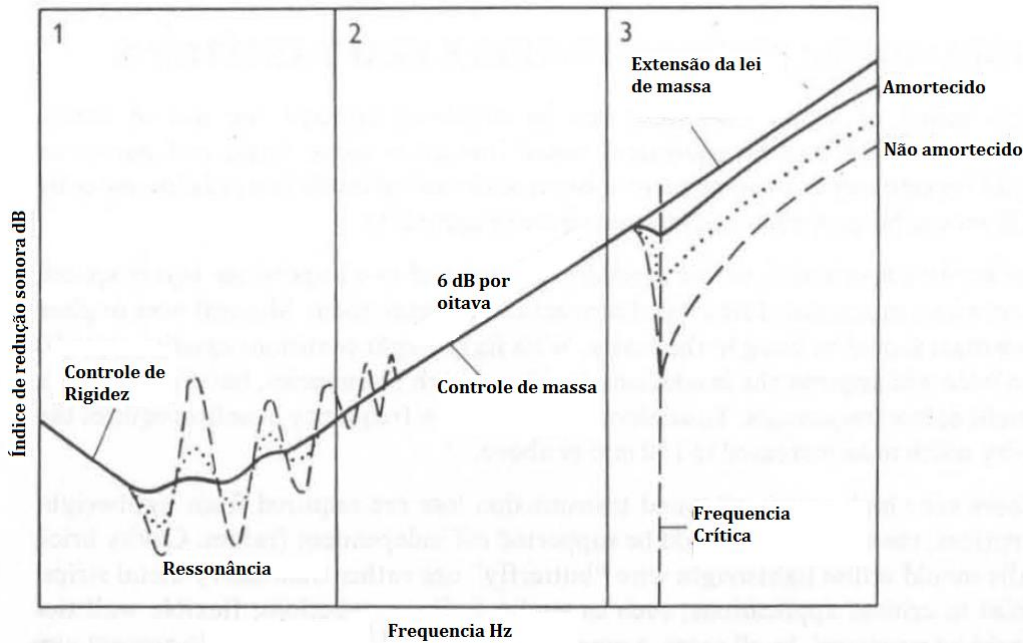


Figura 3. 13: Lei das massas em frequências estendidas. [2]

Vale notar, no entanto que essas atenuações são mais relevantes em frequências médias como mostra a Figura 3. 13: Lei das massas em frequências estendidas.. Nesses casos pode-se esperar uma queda de potencia sonora na casa de 6 dB por oitava.

Nas frequências abaixo de 100 Hz e acima de 3150 Hz, a atenuação segue sua própria lógica, ditada pelo controle de rigidez e o amortecimento.

Na região 1, a superfície se comporta como uma película, vibrando numa frequência equiparável à fonte emissora. A melhor forma de atenuar o sinal é então aumentando a rigidez da mesma para que a mesma reduza em amplitude de seus movimentos. As melhores alternativas para isso seria aumentar a inercia de flexão espumas rígidas, plástico ou um tipo de espaçador em formato de colmeia, diminuiria a deflexão. No entanto, isso não torna imune a efeitos de ressonância.

Na região três um efeito muito incomodo de transmissão pode acontecer. A queda por coincidência, isso reduz, não importa o que, a redução esperada pela lei da massa acima de uma frequência critica. O grau depende então do tipo de amortecimento aplicado na superfície.

Esse fenômeno depende da homogeneidade do material do anteparo, da natureza do ruído, cuja componente tangente na incidência de som entra em ressonância com a frequência natural do obstáculo interposto e da atenuação interna própria do material.

A Tabela 3. 3.6: Índice de atenuação sonora por oitava. abaixo ilustra diversos casos de atenuação em matérias de construção comuns para paredes e janelas. A lista é

ainda maior, constando matérias e técnicas para pisos e tetos. Vale ressaltar o caso de janelas duplas comparadas com as janelas simples. As janelas duplas compostas de 2 lâminas de 2,44 mm são mais leves e compactas do que a simples de 16 mm, mas não muito mais ineficiente.

Tabela 3. 3.6: Índice de atenuação sonora por oitava. [2]

Painéis compostos de construção	Espessura superficial (em mm)	Peso (em Kg/m ²)	Frequência.							
			63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
1.5 mm de chumbo entre duas tabuas de 5 mm de madeira compensada	11,5	25	19	26	30	34	38	42	44	47
9 mm de amianto entre duas chapas de 18 g de aço	12	37	16	22	27	31	27	37	44	48
"Stramit" (palha comprimida entre tabuas de madeira)	56	25	15	22	23	27	27	35	35	38

Paredes de alvenaria
Simples

Tijolo sólido, reboco em ambos os lados.	125	240	30	36	37	40	46	54	57	59
	255	480	34	41	45	48	56	65	69	72
	360	720	36	44	43	49	57	66	70	72
Tijolos compactados de cimento, reboco de 12 mm em ambos os lados.	125	145	20	27	33	40	50	57	56	59
Tijolos compactados de cimento, exposto.	75	85	12	19	18	20	24	30	38	43
Tijolo oco de cimento, pintado.	100	75	22	30	34	40	50	50	52	53
Tijolo oco de cimento, exposto.	100	75	22	27	32	37	40	41	45	48
Tijolos "thermalite"	100	125	20	27	31	39	45	53	38	62
Tijolos de Vidro	200	510	25	30	35	40	49	49	43	45

Janelas simples em armações pesadas

lâmina única	6	15	17	11	24	28	32	27	35	39
	8	20	17	18	25	31	32	28	36	39
	9	22,5	18	22	26	31	30	32	39	43
	16	40	20	25	28	33	30	38	45	48
	25	62,5	25	27	31	30	33	43	48	53

Janelas compostas

lâminas de 2,44 mm afastadas 7 mm	12	15	15	22	16	20	29	31	27	30
lâminas de 9 mm, armações afastadas 50 mm.	62	34	18	25	29	34	41	45	53	50
lâminas de 6,5 mm, armações afastadas de 100 mm.	11	34	20	28	30	38	45	45	5	50
lâminas de 6 mm, armações afastadas de 188 mm.	200	34	25	30	35	41	48	50	56	56

Essa é então uma alternativa eficiente ao simples aumento de peso de uma parede ou superfície isolante. Partições duplas são mais leves do que um material compacto de mesmas dimensões, são também mais eficientes do que suas partes individuais.

Contudo, devem-se manter a distância e independência de ambas as superfícies. Qualquer contato direto age como um curto circuito que diminui os benefícios do isolamento composto, motivo pelo qual as partes são mantidas afastadas por um segundo elemento quando um tipo de vácuo não é possível, frequentemente sendo algum tipo de lã isolante sonora.

3.13. Paredes não homogêneas

Por não ser norma, mas exceção, tratamos primeiros de elementos de isolamento sonoro uniformes em área. Precisa-se, no entanto de um método que dê valores de redução geral, de acordo com a área e redução sonora de cada componente.

A relação não é linear, ela se comporta semelhante a uma relação de lei de malhas, onde o componente menos isolante, permite uma passagem sonora

desproporcional. Essas reduções podem ser descobertas através das curvas do gráfico da Figura 3. 14: Gráfico para cálculo de isolamento médio de parede composta.

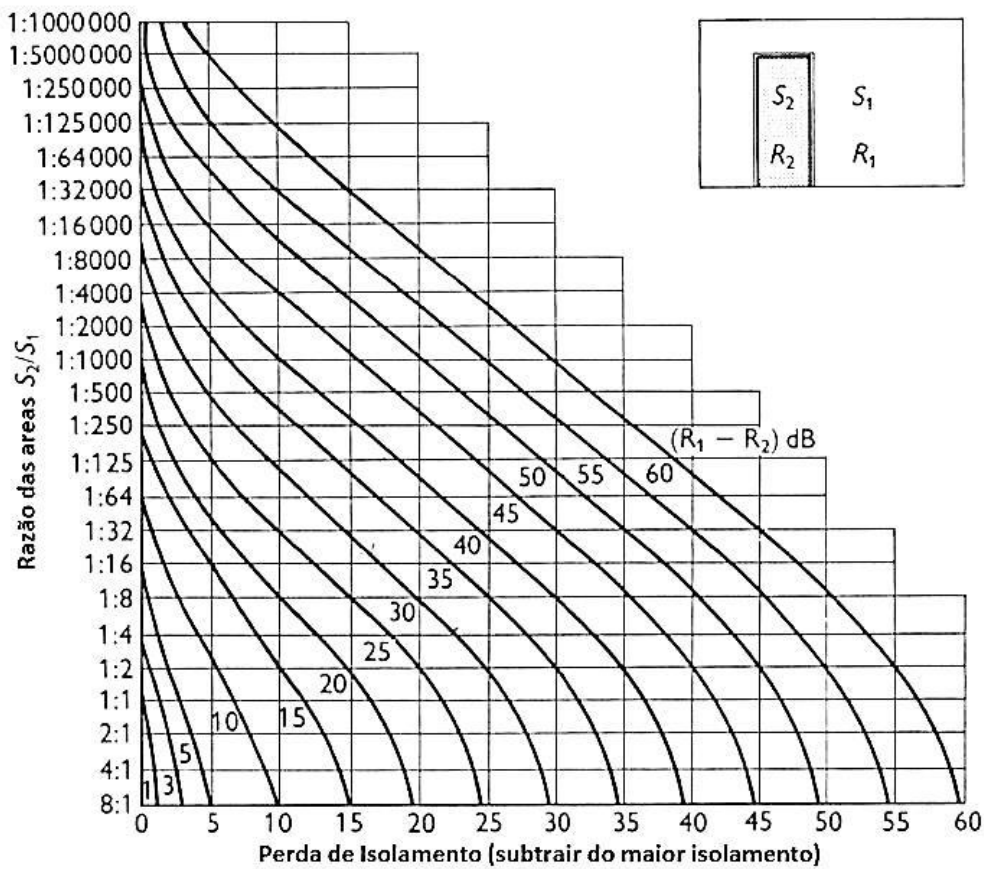


Figura 3. 14: Gráfico para cálculo de isolamento médio de parede composta. [2]

Para uma estimativa mais precisa é necessário usar os pares de área e índices para formar novos pares e assim obter valores melhores. Como por exemplo, porta e a fresta seriam o par A. Porta e parede seria a combinação B. Por final, o par A e o par B fornecem uma estimativa de isolamento da superfície exposta ao som.

A falta de um material na fresta se comporta como uma área de atenuação zero. Isso é o suficiente para reduzir em muito a eficiência do isolamento. Observando o tamanho do prejuízo em atenuação sonora referente ao tamanho de fresta conclui-se que os maiores ganhos estão nos pequenos detalhes. Dutos, frestas e outras passagens facilmente ignoráveis transmitem som de um recinto a outro, portanto um grande cuidado deve ser tomado em tapar tais buracos ou tratar a passagem se necessário.

Quando não podem ser vedados, como saídas de ar condicionada e dutos de ar, essas exceções de isolamento devem ser tratados para minimizar perdas. Cuidados como evitar superfícies irregulares onde a passagem do ar cause um “assobio”. Técnicas

semelhantes aos que se aplicam em salas podem em muito minimizar a propagação de ruídos. Tomando cuidado para que a perda de fluxo de ar ou carga térmica não se torne contra produtivo.

3.14. Geração de ruído

No estudo do isolamento é imprescindível o bom conhecimento sobre as fontes sonoras também. Ainda que as fontes possam ser muitas e intermitentes, algumas são mais comuns do que outras, dentre as quais, as mais relevantes:

3.15. Ruído decorrente de transito urbano

Sons gerados por carros, caminhões e afins são seguramente uma das maiores fontes de ruído nos grandes centros urbanos do mundo, como tal são fontes de estudos há muitos anos e foco de diversas normas, sendo uma das mais famosas a norma “Calculo do ruído por transito em vias” do país de Gales [18], que através de parâmetros de veículos, de arquitetura e disposição de vias ajuda a estimar a pressão sonora incidente e propor soluções.

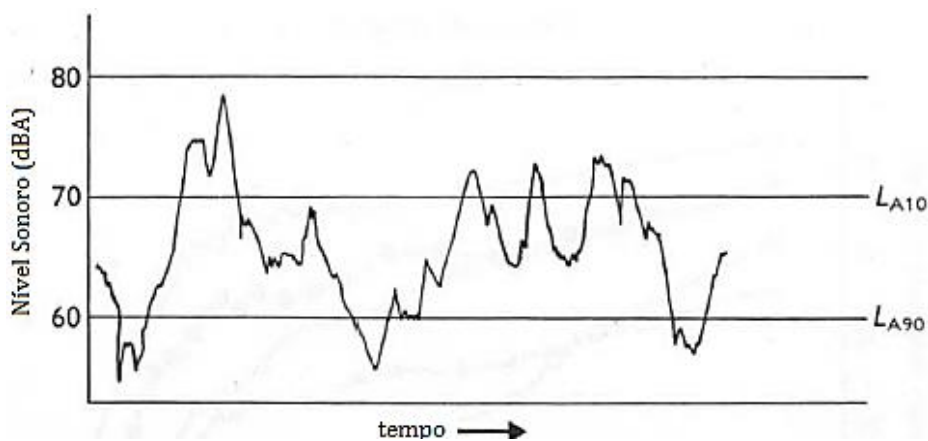


Figura 3. 15: Nível sonoro em uma distribuição ao longo do tempo. [2]

A Figura 3. 15 mostra um levantamento do nível sonoro no tempo, à linha L_{A10} delimita os 10% mais intensos, a linha L_{A90} delimita os 90% mais intensos, que serve também para ter uma boa noção do limite inferior de emissão.

Essas medidas servem como indicadores, mas não levam em conta os picos e vales de intensidade. Medidas assim podem mascarar situações limites, ela é tomada no tempo, não na intensidade. Uma rua com L_{A10} baixo pode ter valores que extrapolem esse limite muito alto. Pode se beneficiar pouco de isolamento acústico, o leve seria desnecessário na maior parte do tempo e ineficiente nos picos.

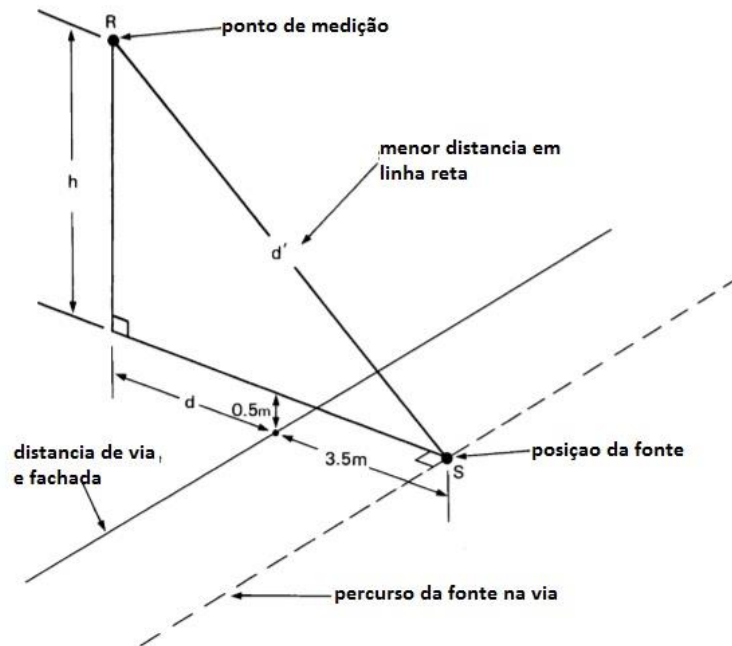


Figura 3. 16: Distância efetiva de trânsito automotivo. [18]

A Figura 3. 16 da norma [18] ajuda a entender um dos aspectos mais importantes da estimativa e do isolamento acústico de trânsito: Como a distância, o ângulo de incidência do som além da potência do emissor.

$$L_2 = L_1 - R + 10\log_{10}S - 10\log_{10}A + 10\log_{10}4 \cos\theta \quad (25)$$

Onde:

- L_2 – pressão sonora interna dB.
- L_1 – Pressão sonora externa, diretamente na fachada exposta, em dB.
- R – Índice de atenuação sonora composta da fachada em dB
- S – Área total da fachada em exposição ao som em m^2 .
- A – Absorção sonora da sala em, $S_t\bar{\alpha}$, m^2 .
- $\bar{\alpha}$ – Coeficiente de absorção em cada banda de frequência.
- S_t – Área total da sala em m^2 .
- θ – Ângulo de incidência do som na fachada.

A equação (25) leva em consideração um conjunto de parâmetros referentes à posição em relação à fonte sonora. Considera também os valores de isolamento acústico da fachada. Da sala a equação leva em conta área de absorção, volume do recinto e coeficiente de absorção, por frequência.

A equação acima é uma determinação da pressão sonora que no espaço, mas muito importante também é lidar com a mesma ao longo do tempo, e para isso são usados de forma estatística, como o L_{A10} dado em dBA é uma medida de potencia sonora tomado no tempo, que delimita os 10% do intervalo de tempo que ultrapassam o valor medido [18].

3.16. Traçando metas

Com todo o arcabouço técnico esboçado até aqui, já é possível fazer algumas considerações sobre problemas reais e possíveis formas de solucioná-los.

Os projetos são pautados por 3 objetivos principais:

- Minimizar ruídos no ambiente.
- Maximizar qualidade do som desejável.
- Minimizar tempo de reverberação
- Manter níveis aceitáveis de vibração

3.17. Qualidade sonora

Uma das atribuições igualmente importantes, mas muitas vezes negligenciada no projeto sonoro de um ambiente é a qualidade sonora.

Geralmente é uma característica reservada a estúdios e auditórios, ela garante que não apenas sons indesejáveis não vão poluir o ambiente, como que os desejáveis vão ser captados com a menor distorção possível.

O recinto deve garantir que as mesmas reflexões que antes constituíam a reverberação agora propaguem o som com mais qualidade e intensidade além do que ele alcançaria em um campo livre.

O projeto de qualidade sonora hoje deve levar em conta também retransmissão em múltiplos pontos por caixas de som, para garantir um efeito desejável a todos os espectadores em teatros, salas de show e cinema.

3.18. Medição de níveis de conforto sonoro

Para decidir se uma sala está dentro dos limites aceitáveis de isolamento acústico vamos utilizar as curvas NC, NR e PNC propostas anteriormente, ainda que imperfeitas são superiores a medição pura feita pelos filtros A, que descontam mais da intensidade de baixas frequências do que seria confortável ou da perda de sinais devido a altas frequências. Ainda que seja apropriado para altas intensidades, geralmente ambientes industriais e níveis nocivos de poluição sonora.

As normas ABNT estipulam limites diferentes entre recintos dentro de uma mesma residência. [19], sendo que dormitórios devem estar entre NC 30 e NC 40, já salas de estar e outros cômodos tem limites mais lenientes e devem estar entre NC 35 e NC 45.

3.19. Estratégias de Projeto

Sendo a acústica de edificações uma ciência complexa que é, deve se antes de tudo coletar dados, formato de salas, material das paredes, espessura de laje e outras características que não podem se modificadas do ambiente são prioridades, por serem de maior dificuldade em mudar devem ser a ultima opção em adaptação de projeto.

A seguir é importante identificar a natureza do som, entender a origem do mesmo, sua composição, intensidade e regularidade. Fontes sonoras intermitentes podem ser difíceis de identificação mais muito incômodos como eventos isolados.

Dentro da proposta de atenuação de ruído deve se propor as soluções mais simples a principio, evitar efeitos de amplificação de emissores em quinas e paredes, aproveitar “sombras” sonoras, que causariam maior decaimento.

No quesito de qualidade de som a maioria dos projetos residenciais é restrita a controle de reverberação para permitir algum tipo de conversa ou algo análogo a uma sala de cinema, onde diferentes canais de saída devem trabalhar em conjunto para criar uma atmosfera de imersão ao mesmo tempo em que confina o som.

Para o controle de ruído externo é interessante propor o algum tipo de isolamento da fachada com materiais que absorvam o som, ou algo com uma geometria tal que favoreça a absorção. Janelas de lâminas duplas ou até triplas são algumas das melhores soluções. Para as paredes em si, não podendo aumentar a espessura da mesma, talvez a proposta de recobrir com um material absorvente.

Entender a necessidade especial de cada projeto é essencial. Procurar entender conforto térmico, a qualidade do material em termos de facilidade de instalação, manutenção, limpeza e segurança, tanto em caso de incêndio, quanto para as questões de alergia ou outras aflições a saúde.

4. Estudo de caso com comparação

O trabalho prossegue com um estudo de caso. Ele compara algumas das técnicas expostas aqui contra uma análise por simulação computacional. O cenário será o auditório no bloco J do CSS, antes de receber tratamento acústico. Para a análise, será usado o programa de simulação computacional Raynoise®. O modelo conta com geometrias simples e especifica materiais diferentes no piso e outras superfícies. Esse método cria uma mancha de intensidade sonora em uma superfície.

O máximo de pressão na escala será então comparado com os métodos analíticos, respeitando as mesmas distancias e posições. Isso permite chegar a uma conclusão sobre a confiabilidade dos mesmos.

4.1. O programa usado

O programa utilizado será o LMS Raynoise versão 3.1. Esse software, compatível com o modelo CAD de desenhar espaços tridimensionais, usa o sistema de raios sonoros como método de cálculo de propagação sonora. Ele conta com modelos matemáticos aproximados de espalhamento sonoro por difração, para diferentes frequências, de forma a garantir uma melhor distribuição das ondas sonoras.

O Raynoise conta com uma biblioteca de materiais que podem ser atribuídos a superfícies, de forma a criar cenários complexos de emissão e absorção. Pode inclusive simular espaços abertos, se próximos a fontes. As fontes também podem ser customizadas, em posição, tipo de emissor e composição sonora emitida.

Cada resultado pode ser calculado em uma malha de pré-desenhada em um plano. O programa pode também calcular em um mesmo estudo múltiplas malhas, para garantir um melhor estudo sonoro. Os mecanismos iterativos podem calcular pressões sonoras e padrões de transmissão complexos por nós ou médias de superfície.

O programa conta também com um editor de para-sólidos, que permite ajustes no projeto de recintos. Pode então fazer pequenas modificações sem a necessidade de usar o programa gerador original do arquivo analisado.

4.2. A sala de teste

Localizada no CCS (Centro De Ciências Da Saúde) da Ilha do Fundão. O novo auditório tem capacidade para 120 atendentes, entre assentos comuns, espaço para cadeirantes e assentos especiais para obesos.

A sala tem também uma mesa ampla em cima de uma pequena elevação de tabua corrida. Sentam se confortavelmente 5 pessoas, e nos cantos, pequenas salas para armazenar itens como projetores e outros auxílios de demonstrações.

O auditório tem a forma geral de um paralelepípedo. Possui uma área útil de 200 m² e um pé direito de 5.1 metros. Nas saídas ele conta com duas portas anti-pânico duplas localizadas em extremos diferentes da sala para melhor acesso e evacuação. Uma série de 10 degraus, cada um com uma elevação de 15 centímetros garante uma boa visualização e som claro.

A construção foi feita com o auxílio de sistemas pré-fabricados de lajes e pilares. Estes feitos de concreto armado e vigas metálicas. As paredes serão feitas em alvenaria, com tijolos de rejeito de marmorarias e granitos. Esses tijolos são conhecidos como tijolo ecológico. Eles possuem características mecânicas semelhantes aos tijolos de argila vermelha, comumente utilizada na construção civil. Os tijolos ecológicos, no entanto, são mais leves e podem ter características sonoras ainda não identificadas.

O piso é de um material conhecido como korudur com uma espessura de 10 mm por cima de uma camada resistente de argamassa.

4.3. Detalhes do projeto acústico

A parte de projeto estrutural é tradicional. As paredes são grossas e o chão tem boa fundação. A sala não esta exposta a altos níveis sonoros externos e ao mesmo tempo também não pode ser considerada fonte emissora de intensos ruídos. Por esse motivo, a prioridade de projeto foca em qualidade sonora, mais do que em isolamento.

O estudo sonoro é dedicado então ao fenômeno da reverberação. Esse fenômeno deve colaborar com uma boa propagação nesse espaço confinado. Para maximizar o alcance do som e minimizar o efeito de eco, retorno de sinal, que pode distrair ou mesmo confundir.

No teto, suspenso por tirantes de aço, se encontram placas acústicas Sorver, essa marca pertence à empresa do grupo Saint-Gobain. A placa é feita de lã de vidro, que é montada em um quadro rígido, para melhor absorver o som. Os comprimentos dos tirantes exige atenção especial, assim como as formas como as placas foram montadas. Os comprimentos foram determinados para que os ângulos das placas, em que o som incide, maximizem a absorção.

Nas paredes laterais, como no teto, placas sonoras são montadas e ângulos. A diferença é que dessa vez, as placas são refletoras de som. Essas placas se dispõem em ângulos que permitam a melhor distribuição do som. São ângulos semelhantes as que se encontram no teto. Isso forma um túnel acústico que privilegia o som de parede a parede e atenua o som de teto ao chão, o que dá maior qualidade de som.

Nas outras paredes a frente da sala, onde estão os palestrantes se encontram os quadros brancos. Por causa da necessidade de ter uma área de projeção e quadros a parede frontal foi apenas pintada. As pequenas salas dentro do auditório, em formatos de cunha, para armazenar equipamento audiovisual, são feitas de madeira. O formato e o material servem para amplificar o som natural. A parede rígida, sem qualquer tipo de absorvimento sonoro, faz da reflexão um amplificador natural também.

Na parede ao fundo da sala assim como nos degraus e cadeiras de auditório, foi tomado o cuidado para evitar que o retorno do som pudesse causar algum tipo de confusão sonora. Essas superfícies foram então cobertas com as mesmas placas de material absorvedor do teto.

4.4. Simulação de campo acústico na sala vazia

Para fins comparativos a sala vai ser simulada vazia. Os recursos computacionais são limitados. A cada pequeno aumento de complexidade no modelo, o tempo de cálculo aumenta muito, para uma mesma malha.

A simulação foi feita com materiais de propriedades diferentes para as paredes e o chão. As paredes foram tratadas como paredes de concreto pintado, o chão recebeu valores de um piso cerâmico. Ambos os materiais são rígidos, e foram atribuídos baixos valores de absorvimento sonoro.

Os dados de absorção dos materiais utilizados são:

Tabela 4. 4.1: Absorção sonora por oitava

Frequência (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Concreto Pintado	0.02	0.02	0.03	0.04	0.04	0.05	0.07	0.06
Piso Cerâmico	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.03

A superfície para tomada de pontos foi modelada com uma distancia de 1 metro entre os nós, comparável ao tamanho ocupado por uma pessoa sentada em uma das cadeiras. Ela foi desenhada, a uma altura aproximada de 1 metro do chão, para simular ouvintes sentados. Essas cadeiras serão fixadas posteriormente. A malha perto do final da sala ela foi tratada de forma mais grosseira, por não ser foco principal do trabalho aqui nomeado.

Tabela 4. 4.2: Potencia sonora por oitava

Frequência	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Pressão sonora dB	50	50	50	50	50	50	50	50

As fontes sonoras foram tratadas como alto-falantes localizados nos pontos vértices superiores. Mas para a simulação, somente aquele a direita de quem observa transmitirá uma potencia sonora de 50 dB em todas as frequências. A potência desse emissor ao longo das frequências é de 56 dBA.

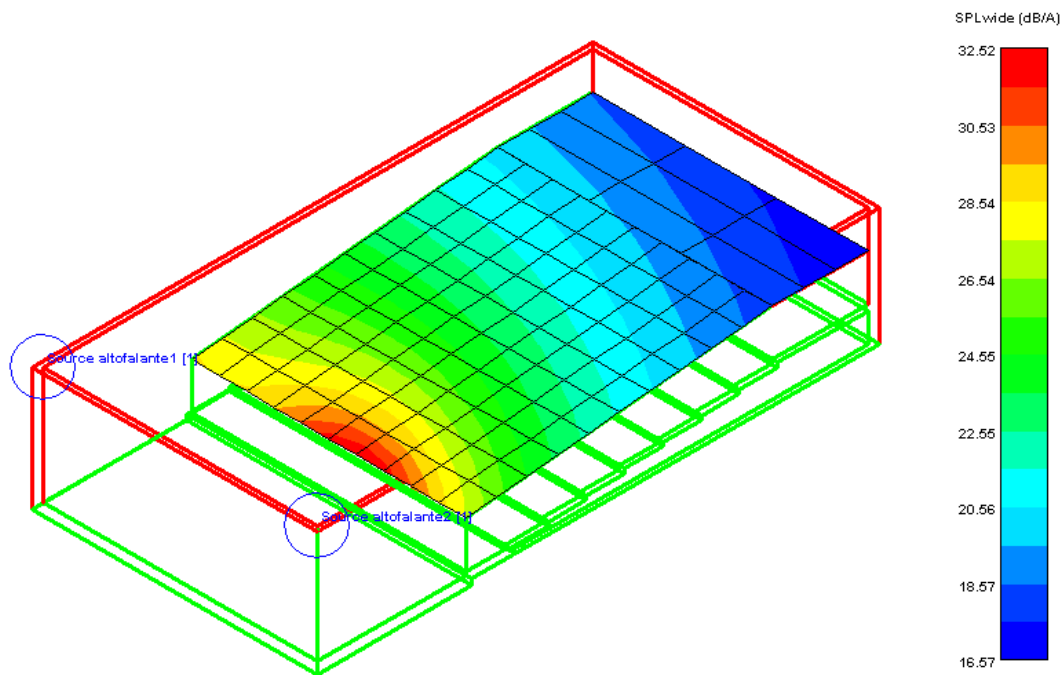


Figura 4. 1: Resultado de simulação.

O mapa de som mostra um valor máximo de pouco mais de 32 dBA. Esse valor seria bem audível em um ambiente silencioso. No fundo do auditório, com um valor não muito abaixo dos 20 dBA seria de difícil entendimento, mesmo para pessoas atentas.

Comparando então com o método analítico, para os mesmos valores.

4.5. Cálculo analítico do problema

A equação (5) calcula que em um campo livre e a uma distância de 10 metros a pressão sonora decairia 31 dB. Para essa distância e esse emissor, em campo livre causaria uma pressão sonora de 25 dBA. O que implica que essa diferença se deve a efeitos de reverberação.

A equação (15) relaciona potência sonora emissora, efeitos de campo direto e campo de reverberação para estimar um valor em pressão sonora. Para utilizá-la é necessário calcular algumas constantes da sala (13) e (14).

Para calcular (14), utilizando dimensões de acordo com o modelo, e valores de α semelhantes a da Tabela 4.4.1:

- $S_1 = 8.5 \text{ m} \times 17.7 \text{ m} = 150.45 \text{ m}^2$
- $S_2 = 8.5 \text{ m} \times 5.10 \text{ m} = 43.35 \text{ m}^2$
- $S_3 = 8.5 \text{ m} \times 3.60 \text{ m} = 30.6 \text{ m}^2$
- $S_4 = S_1$
- $S_5 = S_6 = 76.99 \text{ m}^2$
- $S_7 = 8.5 \text{ m} \times 1.5 \text{ m} = 12.75 \text{ m}^2$

Onde:

- S_1 —É o teto do auditório, em concreto pintado.
- S_2 —É a área a frente do auditório, em concreto pintado.
- S_3 —É a área aos fundos do auditório, em concreto pintado.
- S_4 —É a parte horizontal do piso, que desconta a elevação dos degraus, é de mesma dimensão do teto, em piso cerâmico.
- S_5 e S_6 —São as duas paredes em valores aproximados, em concreto pintado.
- S_7 —A área vertical do piso, correspondente a das alturas somadas, em piso cerâmico.

O índice de absorção sonora é correspondente a aqueles da Tabela 4. 4.1.

- α_1 – Concreto pintado
- α_2 – Piso cerâmico.

Tabela 4. 4.3: produtos da área por absorção do material para coeficiente médio de absorção

		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
α_1		0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,07	0,06
S_1	150,45	3,009	3,009	4,5135	6,018	6,018	7,5225	10,5315	9,027
S_2	43,45	0,869	0,869	1,3035	1,738	1,738	2,1725	3,0415	2,607
S_3	30,6	0,612	0,612	0,918	1,224	1,224	1,53	2,142	1,836
S_5	77	1,54	1,54	2,31	3,08	3,08	3,85	5,39	4,62
S_6	77	1,54	1,54	2,31	3,08	3,08	3,85	5,39	4,62
α_2		0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03
S_4	150,45	1,5045	1,5045	1,5045	1,5045	3,009	3,009	3,009	4,5135
S_7	12,75	0,1275	0,1275	0,1275	0,1275	0,255	0,255	0,255	0,3825
S_{Total}	541,7								
$S\bar{\alpha}$		9,202	9,202	12,987	16,772	18,404	22,189	29,759	27,606
$\bar{\alpha}$		0,01699	0,01699	0,02397	0,03096	0,03397	0,04096	0,05494	0,05096

Com os valores de $\bar{\alpha}$ por frequência, já é possível calcular a constante da sala (13).

Tabela 4.4 Valores de R por frequências.

	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$S\bar{\alpha}$	9,20	9,20	12,99	16,77	18,40	22,19	29,76	27,61
$1 - \bar{\alpha}$	0,983	0,983	0,976	0,969	0,966	0,959	0,945	0,949
R	9,361	9,361	13,306	17,308	19,051	23,137	31,489	29,088

Usando na Equação (15) com os valores da Tabela 4.4 e um distancia da fonte de 10 metros:

Tabela 4.5 pressão sonora por frequência

	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_w	50	50	50	50	50	50	50	50
$10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$	-4	-4	-5	-6	-7	-8	-9	-9
L_p	46	46	45	44	43	42	41	41

Esses valores correspondem a escala sem filtros, para conversão:

Tabela 4.6 Pressão sonora em dBA por frequência.

	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p em dB	46	46	45	44	43	42	41	41
Filtro	-25	-16	-9	-3	0	1	1	-2
L_p em dBA	21	30	36	41	43	43	42	39

Contabilizando as diferentes frequências, em um único sinal em dBA dá uma pressão sonora de 49 dBA, 53 dB não filtrados. Isso indica que o ganho por reverberação é considerável.

5. Conclusão

O material até aqui apresentado é amplamente utilizado na área de controle acústico a muitos anos. Por serem aproximações simples, de teoremas complexos, é de se esperar alguma disparidade entre valores estimados e medidos.

Essas simplificações, no entanto, são as mesmas utilizadas na mecânica de simulação computacionais. O que significa que qualquer imprecisão analítica pode acarretar um igual erro de modelo computacional.

As diferenças de medidas entre os métodos são grandes demais para se tomar como aceitável. Novas simulações devem ser feitas em condições matematicamente previstas. Se tamanhas discrepâncias continuarem a ser encontradas, métodos mais sofisticados tanto analíticos, quanto computacionais devem ser explorados. Em última instância, novas medições experimentais devem ser tomadas, para tentar explicar a disparidade de valores.

Para progredir no estudo da acústica de salas, novas experiências podem ser feitas. Dados de materiais e comportamento de propagação podem mais pesquisados para permitir estimativas mais precisas.

O isolamento acústico também pode ser estudado com um foco em transferência de calor, para criar uma meta disciplina que atenda mais de uma necessidade. Podendo até o escopo abranger outras áreas de interesse, como a interação entre as pessoas e os materiais isolantes.

Referencias Bibliográficas

- [1] Webtech, “Webtech,” [Online]. Available: http://www.webtech.buffalo.edu/student/m3_digimusic/02_documents/sound_wave/Sound_PressureWave.html. [Acesso em 12 05 2013].
- [2] A. Fry, Noise Control in Building Services, pergamon press, 1988.
- [3] HyperPhysics, “HyperPhysics,” [Online]. Available: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/forces/imgfor/isq.gif>. [Acesso em 12 05 2013].
- [4] M. A. d. S. Santos, “Mundo Educação,” [Online]. Available: http://www.mundoeducacao.com/upload/conteudo_legenda/b04d9548bd3081766700b62bdce9617a.jpg. [Acesso em 31 07 2013].
- [5] A. Flavio, “Desert Studio,” [Online]. Available: http://desertinblog.com.br/wp-content/uploads/2013/08/mmsonorizacao_ef02graficdereverberacao.gif. [Acesso em 07 07 2013].
- [6] Wolfram Mathworld, “Wolfram Mathworld,” [Online]. Available: http://mathworld.wolfram.com/images/eps-gif/Octant_800.gif. [Acesso em 12 05 2013].
- [7] P. A. Bisquolo, “Uol educação,” 23 05 2005. [Online]. Available: <http://educacao.uol.com.br/disciplinas/fisica/difracao-de-ondas-um-fenomeno-que-pode-ser-sonoro-ou-luminoso.htm>. [Acesso em 12 05 2013].
- [8] Federal Highway Administration, “Federal Highway Administration; U.S. Department of Transportation,” [Online]. Available: http://www.fhwa.dot.gov/environment/noise/noise_barriers/design_construction/design_graphics/fig9.gif. [Acesso em 23 05 2013].
- [9] A. P. P. B. V. Everaert, “Simulation of Sound Wave Propagation in Presence of Noise Barrier by using the Partition of the Unity Finite Elements Method : a comparison with analytical methods in 2D cases,” em *International Conference on Noise and Vibration engineering*, Leuven, 2010.
- [10] UNSW, “School of Physics Sidney, Australia,” [Online]. Available: http://www.animations.physics.unsw.edu.au/jw/dB_files/dBA&C.gif. [Acesso em 12 05 2013].
- [11] ABNT, “Reverberação - Análise do tempo de reverberação em auditórios,” *MB-2958*, Novembro 1988.
- [12] C. Hopkins, Sound Insulation, Burlington: Elsevier, 2007.
- [13] P. Brown e P. Mapp, “SynAudCon,” [Online]. Available: http://www.synaudcon.com/site/wp-content/uploads/2010/02/EDT_as_a_Performance_Benchmark-fig1-e1266328072561.png. [Acesso em 12 05 2013].
- [14] Hankuk Haniso Co. ltd, “Hankuk Haniso Co. ltd,” [Online]. Available: <http://www.haniso.co.kr/english/images/acoustic/absorption07.jpg>. [Acesso em 12 05 2013].
- [15] R. Oldfield, Improved Membrane Absorber, Salford: Universtity of Salford, 2006.
- [16] N. F. C. S. X. Z. M. Ambati, “Berkeley, University of California,” [Online]. Available: http://xlab.me.berkeley.edu/resimages/meta_9_1.jpg. [Acesso em 12

- 05 2013].
- [17] M. D. Egan, “IHS GlobalSpec,” [Online]. Available: <http://www.globalspec.com/reference/41088/203279/mass-law>. [Acesso em 12 05 2013].
- [18] Department of Transport Welsh Office, “Calculation of Road Traffic Noise,” HMSO Publication, Birmingham, 1988.
- [19] ABNT, “Níveis de ruído para conforto acústico,” *NBR 10152*, p. 4, Dezembro 1987.