

# MÉTODOS DE PREDIÇÃO E ANÁLISE DE RUÍDO EM UNIDADES OFFSHORE

Luiz Fernando Hortelani Carneseca

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DA COORDENAÇÃO DOS PROGRAMAS DE PÓS-GRADUAÇÃO DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM CIÊNCIAS EM ENGENHARIA OCEÂNICA.

Aprovada por:

---

Prof. José Márcio do Amaral Vasconcellos, D. Sc.

---

Prof. Webe João Mansur, Ph. D.

---

Prof. Jules Ghislain Slama, D. Sc.

---

Prof. Luiz Antonio Vaz Pinto, D. Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ – BRASIL

AGOSTO DE 2006

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

CARNESECA, LUIZ FERNANDO HORTELANI

Métodos de Predição e Análise de Ruído em  
Unidades Offshore [Rio de Janeiro] 2006.

VI, 89 p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ, M. Sc.,  
Engenharia Oceânica, 2006)

Dissertação – Universidade Federal do Rio  
de Janeiro, COPPE

1. Estudo e Controle do Ruído

I. COPPE/UFRJ

II. TÍTULO (série)

## AGRADECIMENTOS

Aos professores Severino e Luiz Vaz pelo acompanhamento e direcionamento da pesquisa.

Aos amigos Marcelo Curvelo, Fernando Pedrosa Guedes e Nelson Costa pelo apoio e companheirismo nesses momentos.

À PROJEMAR pelo interesse em formar profissionais brasileiros de alto nível técnico, incentivando a pós graduação aos seus funcionários.

A todos meus parentes e amigos que em algum momento tenham acreditado e torcido por mim.

Luiz Fernando Hortelani Carneseca

Resumo da Dissertação apresentada à COPPE / UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Ciências (M. Sc.).

## MÉTODOS DE PREDIÇÃO E ANÁLISE DE RUIDO EM UNIDADES OFFSHORE

Luiz Fernando Hortelani Carneseca

Agosto / 2006

Orientadores: José Márcio do Amaral Vasconcellos

Luiz Antonio Vaz Pinto

Programa: Engenharia Oceânica

A proposta do trabalho é apresentar uma metodologia que permita durante a fase de projeto, estimar os níveis de ruído em qualquer localidade de uma unidade offshore em operação, e com base nesses resultados estimar o impacto que esses níveis de ruído podem trazer à saúde dos trabalhadores, em uma abordagem personalizada.

Dentre os métodos modernos, inclui-se o método proposto nessa tese como a opção escolhida. O modelo computacional AS-Noise, desenvolvido pela COPPE, utiliza o método semi empírico como base de funcionamento.

Finalmente, três exemplos práticos foram ensaiados no programa AS-Noise, e seus resultados comparados com o mapa de ruído real de três unidades em operação.

Com os níveis de ruído medidos nas unidades em operação, foram simulados para dois trabalhadores com rotinas distintas, a metodologia da ISO 1999 para avaliar o impacto dos níveis de ruído para cada caso.

Abstract of Dissertation presented to COPPE / UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science (M. Sc.)

## NOISE PREDICTION AND ASSESSMENT METHODS APPLIED TO OFFSHORE UNITS

Luiz Fernando Hortelani Carneseca

August / 2006

Advisors: José Márcio do Amaral Vasconcellos

Luiz Antonio Vaz Pinto

Department: Ocean Engineering

The purpose of this work is to present one methodology to calculate the noise prediction levels for offshore units design, and with these data to predict the impact of the noise levels in the workers health, in a personalized approach.

A research of the conventional and modern methods was made to select one of these to implement in our study. The software AS-Noise, developed by COPPE, use this selected method as its kernel.

Three practical examples were assayed in the AS-Noise software, and its results compared with the real noise map of these three units in operation.

The real noise map of these units were used to evaluate the heath impact in two different workers profile, according ISO 1999 methodology.

## - SUMÁRIO -

1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. <i>DESCRIÇÃO DO PROBLEMA – HISTÓRICO</i> .....	1
1.2. <i>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</i> .....	2
1.3. <i>OBJETIVOS DO TRABALHO</i> .....	4
2. MÉTODOS DE PREDIÇÃO DE RUÍDO .....	5
2.1. – <i>SEA</i> .....	5
2.2. – <i>FEM/BEM</i> .....	15
2.3. – <i>EFEA</i> .....	22
2.4. – <i>SEMI EMPÍRICOS</i> .....	29
3. MÉTODO PROPOSTO PARA PREDIÇÃO DE RUÍDO .....	33
3.1. – <i>JUSTIFICATIVA</i> .....	33
3.2. – <i>DESCRIÇÃO DO MÉTODO SEMI EMPÍRICO E UTILIZAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL AS-NOISE</i> .....	34
4. EXEMPLOS PRÁTICOS.....	51
4.1. – <i>ANÁLISE COMPUTACIONAL</i> .....	53
4.2. – <i>ANÁLISE DE RESULTADOS</i> .....	66
5. NÍVEIS DE RUÍDO - UMA NOVA ABORDAGEM .....	69
5.1. – <i>DOSE DE RUÍDO PARA SERVIÇOS DIFERENCIADOS</i> .....	71
5.2. – <i>METODOLOGIA RECOMENDADA PARA DOSE DE RUÍDO E SEUS EFEITOS</i> .....	73
5.3. – <i>SIMULAÇÃO PRÁTICA DA METODOLOGIA RECOMENDADA</i> .....	80
6. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES.....	84
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	86

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA – HISTÓRICO

A poluição sonora é considerada atualmente um dos maiores problemas do mundo moderno. Em um ambiente industrial, ela pode afetar significativamente a qualidade de vida e do serviço de um trabalhador, e conseqüentemente a segurança da unidade.

Com a modernidade, a descoberta de novas tecnologias, a capacidade produtiva mundial aumentou muito, e assim muitos estudos e progressos foram feitos para que a poluição sonora não aumentasse na mesma proporção do que a produção.

Um desses avanços tecnológicos foi o desenvolvimento de ferramentas de predição de ruído, pois em um tempo remoto era sabido que um certo tipo de equipamento em um específico ambiente resultaria em um determinado nível de ruído, assim se fosse alterado algum desses itens, como o modelo ou marca equipamento, ou o ambiente em que ele foi instalado, já não era possível saber qual o nível de ruído resultante.

A predição de ruído é atualmente considerada muito importante na fase de projeto de novas unidades, pois com ela é possível estimar qual será o nível de ruído em cada localidade sem que a mesma esteja em operação, ou seja, com os dados geométricos, de materiais e equipamentos a serem instalados, é possível se estimar os valores do nível de ruído na fase de projeto. Assim podendo se fazer alterações, caso algum compartimento ou espaço específico apresente níveis de ruído superiores aos determinados por normas.

A predição é uma forma mais inteligente e barata de atuar, pois se alterações forem feitas com a unidade em operação, certamente os impactos econômicos e operacionais serão muito maiores do que alterações na fase de projeto.

Até hoje muitos métodos de predição de ruído foram desenvolvidos com princípios totalmente diferentes, como será abordado posteriormente, e o que é mais relevante para a utilização do método é a relação que existe entre “eficiência do método x complexidade do modelo”, pois quando se trata de unidades offshore, fala-se de unidades com muitas fontes, receptores, anteparas e materiais diversos, ou seja, de uma complexidade enorme.

Assim o melhor método de predição de ruído que existe na atualidade para atender o projeto de unidades offshore é o método que tenha um pequeno tempo de modelagem, pequeno custo computacional e pequeno erro nos resultados, levando-se em conta os recursos tecnológicos atuais.

É importante citar que o uso de ferramentas computacionais para predição de ruído em projetos offshore é recente, e devido complexidade citada a contribuição de análises de ruído em navios e plataformas são bastante relevantes.

Além da predição do ruído, a estimativa do impacto desses mesmos níveis de ruído na saúde dos trabalhadores é de fundamental importância, pois assim pode-se prever aproximadamente se o serviço que um trabalhador irá exercer em uma certa unidade offshore poderá ou não causar danos a sua saúde. Essa estimativa é de grande valor na fase de projeto ou antes do serviço se iniciar, priorizando-se evitar a ocorrência do dano ao trabalhador.

## **1.2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

A publicação Holland et al.[3] mostra a importância da predição de ruído em embarcações na fase de projeto. Faz uma descrição geral sobre os elementos integrantes da análise, como as fontes, receptores, barreiras, materiais e a geometria. Cita também alguns métodos que podem ser empregados para esse estudo.

A respeito do Método Estatístico de Energia (SEA – Statistical Energy Analysis) as referências Sheng et al.[10] e Keane [4] fazem um relato sobre a teoria e utilização desse método.

Na referência Keane [4] é abordado como exemplo uma plataforma de petróleo, mostrando a simplicidade da modelagem do problema quando comparado com a utilização do Método dos Elementos Finitos (FEM – Finite Element Method). Na referência Sheng et al.[10] o estudo é exemplificado baseado nas propriedades dos acoplamentos entre subsistemas empregados pelo método SEA, pois como essa teoria é baseada no fluxo de energia, o estudo mostra a propriedade não conservativa dos acoplamentos, o que acontece realmente nas estruturas reais.

O Método dos Elementos de Contorno (BEM – Boundary Element Method) é explicado pelas referências Lou et al.[6] e Qyiros et al.[8] em dois exemplos diferentes. Na referência Lou et al.[6] é mostrado que esse método pode trabalhar com geometrias complexas com um custo computacional reduzido, aplicando-se divisões em subsistemas, e na referência Qyiros et al.[8] o exemplo da propagação das ondas sonoras em um ambiente aberto é estudado pelo método BEM, aplicando-se uma combinação de barreiras entre a fonte e o receptor, essas barreiras seriam o relevo irregular do modelo estudado. Esse exemplo bidimensional torna mais simples o entendimento do equacionamento do BEM, que é baseado na integral de Helmholtz.

As publicações Kopuz [5] e Mohanty et al.[7] tratam sobre comparações e integrações entre os métodos FEM e BEM, onde é mostrado vantagens e desvantagens de cada método, baseado em uma excitação estrutural para uma resposta acústica.

Na referência Kopuz [5], o método FEM é utilizado para analisar a vibração estrutural baseado em uma excitação mecânica harmônica, e assim prepara um mapa de deslocamento modal como entrada para o método BEM calcular o Nível de Pressão Sonora (SPL – Sound Pressure Level), assim havendo uma integração entre os dois métodos.

Na referência Mohanty et al.[7] é feita uma comparação entre os métodos FEM e BEM para um estudo de minimização de ruído no interior da cabine de um caminhão, adicionando-se materiais absorventes em posições pré-determinadas. Esse estudo mostra que o método FEM, para o cálculo do SPL, é necessário que se modele desde a estrutura até o ar no interior da cabine, um custo computacional e de modelagem muito alto, e compara que somente a estrutura poderia ser modelada por FEM, e o resultado serviria de entrada para o BEM para o cálculo do SPL, oferecendo ótimos resultados com custos menores.

O método de Análise de Energia por Elementos Finitos (EFEA – Energy Finite Element Analysis) é um método recente, e as referências Borlase et al.[1] e Zhang et al.[11] descrevem problemas de aplicação clareando a utilização e o poder desse novo método.

As referências Borlase et al.[1] e Zhang et al.[11] tratam da grande vantagem da utilização desse método para grandes estruturas, onde o SEA era o método que dominava para essa análise, pois a vantagem do EFEA sobre o SEA é que devido a utilização da modelagem estrutural por Elementos Finitos, a real geometria é levada em conta para o equacionamento da transmissão e perda de energia, enquanto no método SEA era estimado um coeficiente de acoplamento entre os subsistemas. Essa nova abordagem também respeita as variáveis de densidade de energia para a resolução numérica das equações diferenciais do problema como é abordado no SEA. Os métodos semi-empíricos são abordados nas publicações Heerema et al.[2] e Road et al.[9], onde dois exemplos distintos utilizam dessa metodologia para abordar o problema da predição de ruído.

Na referência Heerema et al.[2] o autor exemplifica uma formulação para o cálculo do SPL no interior de ambientes industriais, levando em conta todas as variáveis possíveis do problema, como as fontes, materiais de revestimento das superfícies, geometria, distâncias, etc.; Esse estudo mostra também o nível de acurácia que essa formulação chegou quando comparando o resultado numérico com a medição real.

Na referência Road et al.[9] é mostrada uma rotina computacional para o cálculo do SPL no interior de ambientes industriais, usando como metodologia de cálculo, as formulações empíricas da British Standard, e posteriormente foi comparado o resultado numérico com o a medição real, obtendo-se também um grande grau de acurácia nos resultados.

A referência ISO 1999 [18] mostrou uma metodologia muito importante e prática para estimarmos a perda da capacidade auditiva ao passar dos anos por uma forma natural e por uma forma não natural, devido à exposição ao ruído no ambiente de trabalho. Essa metodologia será utilizada nesse estudo para podermos fazer simulações em condições reais de operação das unidades em que dispomos de dados medidos, e também é de muito valor para fazermos estudos do impacto dos níveis de ruído na saúde dos trabalhadores baseados nos estudos de predição de ruído para as futuras unidades.

### **1.3. OBJETIVOS DO TRABALHO**

Os estudos sobre predição de ruído em sua maior parte ou se baseiam em métodos numéricos em que abordam sistemas muito simplificados, ou se baseiam em métodos empíricos com abrangência limitada. Assim um método que tenha uma abrangência geral para qualquer caso ou geometria contribuiria muito para o desenvolvimento de um ambiente mais amigável para o estudo da predição de ruído.

A união dos métodos de predição de ruído com uma metodologia de análise dos impactos dos níveis de ruído na saúde do trabalhador pode ser um fator ainda mais importante para a validação de um novo projeto.

As particularidades de cada método de predição de ruído demonstrados nesse estudo serão abordadas, com o objetivo de se identificar dentre todos qual possui mais vantagens para utilização no ambiente complexo das unidades offshore. Pode-se citar o tempo de modelagem e a qualidade dos resultados como os itens de maior peso para se determinar o método de predição de ruído mais vantajoso.

Com isso, pretende-se através desse trabalho, a apresentação do método mais adequado nos dias de hoje para que sejam feitos os estudos de predição de ruído na fase de projeto das unidades offshore, e também uma metodologia capaz de utilizar esses dados para o impacto dos mesmos na saúde dos trabalhadores.

A idéia principal desse trabalho está focada na simplicidade da utilização dos métodos aliados com a qualidade dos resultados, pois esperamos preparar um estudo onde

seus fundamentos sejam aplicados na melhoria dos novos projetos de engenharia offshore quando abordamos o bem estar do ser humano.

## 2. MÉTODOS DE PREDIÇÃO DE RUÍDO

### 2.1. – SEA

#### 2.1.1 - Geral

No método SEA, o sistema é dividido em subsistemas linearmente acoplados, onde a troca de energia é baseada nos modos de ressonância vibracional. Em muitas aplicações os elementos estruturais geométricos são os subsistemas, enquanto diferentes tipos de ondas dão a forma aos subsistemas. A quantidade de energia introduzida no subsistema, vindo por uma excitação externa ou devido ao acoplamento com outros subsistemas é igual a energia dissipada no mesmo. Existem algumas suposições básicas: acoplamento linear entre os subsistemas; o fluxo de energia fornecido pelo oscilador é baseado na ressonância vibracional na banda de frequência considerada; o oscilador fornece energia excitando em um modo randômico em banda larga; cada modo de vibração possui sua quantidade de energia dentro da banda de frequência do subsistema; e o fluxo de energia entre os subsistemas é proporcional a diferença da energia modal entre os subsistemas.

#### 2.1.2 – Equacionamento do balanço de energia

Para dois grupos de osciladores ou para dois elementos do modelo SEA (Figura 1), onde elementos são excitados por fontes de banda larga estatisticamente independentes, o balanço de energia fica:

$$\bar{P}_{in1} = \mathbf{w}h_1\bar{E}_1 + \mathbf{w}h_{12}\bar{E}_1 - \mathbf{w}h_{21}\bar{E}_2 \quad (1) \quad \bar{P}_{in2} = \mathbf{w}h_2\bar{E}_2 + \mathbf{w}h_{21}\bar{E}_2 - \mathbf{w}h_{12}\bar{E}_1 \quad (2)$$

Onde  $\bar{P}_{in_i}$  é a energia média de entrada pelo tempo para o elemento  $i$ ,  $\mathbf{w}$  é a frequência angular da banda,  $h_i$  é o fator de perda interno do elemento  $i$ ,  $h_{ij}$  é o fator de perda no acoplamento do elemento  $i$  para o elemento  $j$  e  $\bar{E}_i$  energia média total pelo tempo (soma da potencial e cinética) do elemento  $i$ . O equacionamento de balanço de energia em forma de matriz (1) e (2) pode ser representada como:

$$\mathbf{w} \begin{bmatrix} h_1 + h_{12} & -h_{21} \\ -h_{12} & h_2 + h_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{E}_1 \\ \bar{E}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{P}_{in1} \\ \bar{P}_{in2} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

Uma importante relação no SEA é a reciprocidade:

$$\mathbf{h}_{ij} \cdot n_i = \mathbf{h}_{ji} \cdot n_j \quad (4)$$

onde  $\mathbf{h}_{ij}$  é o fator de perda no acoplamento do elemento  $i$  para o elemento  $j$ , e  $n_i$  é a densidade modal do elemento  $i$ , respectivamente para  $\mathbf{h}_{ij}$  e  $n_i$ .

Em condições normais de um oscilador simples de única freqüência de vibração, a potência de entrada tem que ser equalizada com a potência dissipada. A potência dissipada no tempo médio  $\bar{P}_d$  é descrito como a soma da energia

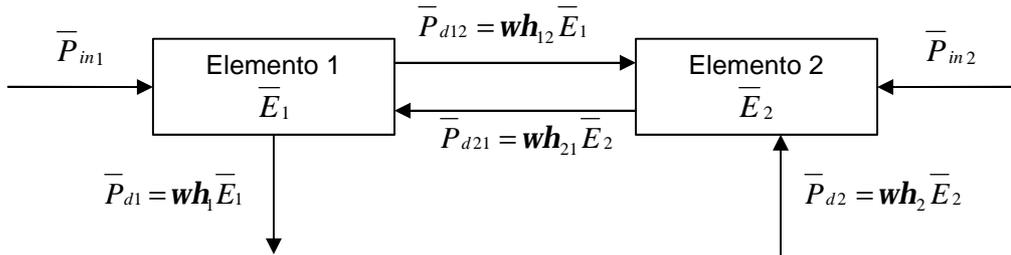


Figura 1 – Modelo SEA de dois elementos

cinética e potencial no tempo médio  $\bar{E}$  armazenada no oscilador via amortecimento:

$$\bar{P}_d = c_v \overline{\dot{x}^2} = 2\mathbf{z}\mathbf{w}_n m \overline{\dot{x}^2} = 2\mathbf{z}\mathbf{w}_n \bar{E} = \mathbf{w}_n \bar{E} / Q = \mathbf{w}_n \bar{E} \mathbf{h} \quad (5)$$

onde  $c_v$  é o coeficiente de amortecimento viscoso,  $\dot{x}$  é a velocidade vibracional,  $\mathbf{z}$  é a relação entre coeficiente de amortecimento viscoso e o coeficiente crítico de amortecimento viscoso,  $\mathbf{w}_n$  é a freqüência natural angular,  $m$  é a matriz de massa do oscilador,  $\bar{E}$  é a energia média armazenada pelo tempo,  $Q$  é o fator de qualidade, e  $\mathbf{h}$  é o fator de perda interno. O conceito pode ser estendido para um grupo de osciladores na freqüência de banda:

$$\bar{P}_d = \mathbf{w} \bar{E} / Q = \mathbf{w} \bar{E} \mathbf{h} \quad (6)$$

onde  $\mathbf{w} = 2\mathbf{p}f$ ,  $f$  é o centro da freqüência da banda, e  $\mathbf{h}$  é agora o fator de perda principal dos modos dentro da banda.

Nos casos gerais para  $N$  grupos de osciladores, existem  $N$  equações simultâneas de balanço de energia, onde podem ser apresentadas no formato matricial e a matriz do fator de perda é simétrica baseada na relação de reciprocidade (4):

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} \left( \mathbf{h}_1 + \sum_{i \neq 1}^N \mathbf{h}_{1i} \right) n_1 & -\mathbf{h}_{12} n_1 & -\mathbf{h}_{13} n_1 \dots & -\mathbf{h}_{1N} n_1 \\ -\mathbf{h}_{21} n_2 & \left( \mathbf{h}_2 + \sum_{i \neq 2}^N \mathbf{h}_{2i} \right) n_2 & -\mathbf{h}_{23} n_2 \dots & -\mathbf{h}_{2N} n_2 \\ \vdots & & & \vdots \\ -\mathbf{h}_{N1} n_N & \dots & \dots & \left( \mathbf{h}_N + \sum_{i \neq N}^N \mathbf{h}_{Ni} \right) n_N \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{E}_1 \\ n_1 \\ \overline{E}_2 \\ n_2 \\ \vdots \\ \overline{E}_n \\ n_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{P}_1 \\ \overline{P}_2 \\ \vdots \\ \overline{P}_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

onde  $\overline{E}_i$  e  $\overline{P}_i$  são energia média total e potencia média de entrada pelo tempo para o elemento  $i$ . A análise de ruído usando a equação (7) requer a freqüência angular  $\mathbf{w}$ , as potências de entrada e os parâmetros do SEA (densidades modais, fatores de perda internos e fatores de perda do acoplamento associadas ao grupo do oscilador). Os grupos de osciladores são os subsistemas, onde são apropriadamente selecionados. Em geral acoplamentos fracos entre eles ( $\mathbf{h}_{ij} \leq \mathbf{h}_i e \mathbf{h}_j$ ) são requeridos. Somado a isso é assumido que a maior parte da troca de energia é por meio dos modos ressonantes entre os subsistemas. Resolvendo a equação (7) na freqüência angular  $\mathbf{w}$ , é obtido a energia média pelo tempo  $\overline{E}$  para os diferentes osciladores.

### 2.1.3 – Parâmetros do SEA

#### 2.1.3.1- Densidade modal

O número de modos definidos na faixa de freqüência  $N$ , é para o subsistema o número de modos do subsistema que ressoa na freqüência de banda  $\Delta f$  considerada. As vezes pode ser estimada como produto da densidade modal,  $n(f)$ , e a banda de freqüência  $\Delta f$ . Como é derivada da quantidade, a densidade modal é definida como o número de modos de vibração por unidade de freqüência. As vezes é dada por unidade de freqüência angular como  $n(\mathbf{w})$ , relacionados como:

$$n(f) = 2\pi n(\mathbf{w}) \quad (8)$$

Teoricamente as derivadas modais são disponíveis na literatura por idealizarem elementos estruturais. Onde a densidade modal analítica para elementos estruturais são usadas em programas computacionais.

A densidade modal para vigas uniformes em vibração estrutural são dadas por:

$$n(f) = L / 2\pi c_b = \left\{ L / (2\pi f)^{1/2} \right\} (rS / EI)^{1/4} \quad (9)$$

onde  $L$  é o comprimento da viga,  $f$  é a frequência,  $c_b = (2\pi f k_b c_l)^{1/2}$  é a velocidade da fase para as ondas,  $k_b = (I/S)^{1/2}$  é o raio de giração,  $c_l$  é a velocidade da onda longitudinal na viga,  $r$  é a densidade do material,  $S$  é a área seccional da viga,  $E$  é o módulo de Young e  $I$  é o momento de inércia da viga.

A densidade modal  $n(f)$  para chapas em vibração estrutural é dada por:

$$n(f) = S \sqrt{12 / 2c_l h} \quad (10)$$

onde  $S$  é a área superficial da placa,  $h$  a espessura e  $c_l$  é a frequência independente de fase quase-longitudinal na placa:

$$c_l = [E / r(1 - u^2)]^{1/2} \quad (11)$$

onde  $E$  é o módulo de Young,  $r$  é a densidade do material e  $u$  é o raio de Poisson. Para o aço, obtemos da equação (11)  $c_l = 5270 \text{ m s}^{-1}$  usando os valores  $E = 2 \times 10^{11} \text{ N m}^{-2}$ ,  $r = 7,8 \times 10^3 \text{ kg m}^{-3}$  e  $u = 0,28$ . A velocidade longitudinal de fase  $c_l$  é independente da frequência, já a velocidade de fase para ondas de flexão é dependente da frequência e sua dispersão. Para uma placa fina de espessura  $h$  a velocidade de fase é obtida por  $c_b = (2\pi f)^{1/2} (B / rh)^{1/4} \approx (1,8c_l h f)^{1/2}$ , onde a rigidez a flexão  $B = Eh^3 / 12(1 - u^2)$ . Por exemplo, para uma chapa de espessura 10mm a velocidade de fase  $c_b = 98 \text{ m s}^{-1}$  quando  $f = 100\text{Hz}$ , e  $c_b = 310 \text{ m s}^{-1}$  quando  $f = 1\text{KHz}$ . A equação (10) é usada também para elementos de placa triangular, porque a densidade modal é uma propriedade aditiva e diretamente proporcional a área superficial do elemento de placa.

A densidade modal  $n(f)$  para volumes acústicos tridimensionais é dada por :

$$n(f) = (4\pi f^2 V / c^3) + (\pi f S / 2c^2) + (l / 8c) \quad (12)$$

onde  $f$  é a frequência,  $V$  o volume do elemento,  $c$  é a velocidade do som no fluido (ar),  $S$  é área total da superfície do elemento e  $l$  é o comprimento do elemento.

O número de modos definidos na faixa de frequência  $N$  não vai desviar muito do estimado como um produto da densidade modal  $n(f)$  e a frequência de banda  $\Delta f$ , se a densidade modal é grande o suficiente ou a largura de banda é larga o suficiente para o contador modal ter no mínimo dez modos ou mais.

Se o subsistema tem um pequeno número de contadores nodais, ele pode ainda ser modelado como um subsistema do SEA, mesmo tendo o conceito inapropriado para esse caso. Em construções acústicas isso pode ser achado para placas que o limite de confiança para predições do SEA superestimam o erro real. Embora comparações com medições reais confirmam os limites de confiança estimados. Em construções acústicas quando se toma um erro de 3dB na predição como limite, então o número de modos nodais deve ser  $N=n(f)\Delta f > 0,5$  e a sobreposição de modos nodais  $M=fhn(f) > 0,4$  para placas em um terço de bandas de oitava, onde  $h$  é o fator de perda total. Como a construção dos modos de paredes e pisos tem uma grande largura de banda, onde tipicamente pode ter metade de um terço de banda de oitava a 100Hz. Assim existe um significado físico para 0,5 modos por banda, desde que o modo sempre tem uma resposta significativa para alcançar mais que uma banda contígua. Isso também significa que há modos que se interagem nos subsistemas em bandas de frequência contíguas, trocando energia sempre que a densidade modal é  $< 1$ . Em navios o comportamento global para grandes cascos estende-se a frequências de 10-15Hz. Estruturas como conveses e anteparas, são excitadas em vibrações ressonantes. O aumento drástico na densidade modal para a estrutura de um navio ocorre em frequências em torno de 50Hz.

A exigência que o número de modos definidos na faixa de frequência  $N$  deve ser dez significa que devem ser selecionados elementos acústicos e estruturais grandes o suficiente para as frequências da largura de banda consideradas. Por exemplo, se for exigido  $N$  igual à 10,  $S=26,5\text{m}^2$  para 50Hz um terço de banda de oitava e  $6,8\text{m}^2$  para 63Hz de banda de oitava para 10mm de espessura de placa. A largura de banda para os limites de frequência devem seguir valores de  $\Delta f \approx 0,23 f_m$  para o filtro de um terço de banda de oitava e  $\Delta f \approx 0,71 f_m$  para o filtro de banda de oitava, onde  $f_m$  é a frequência média para um terço de banda de oitava e para a banda de oitava. Quando a altura entre conveses é 2,7m, o volume acústico do elemento com  $V=5,5 \times 4,8 \times 2,7 \text{m}^3$  vai ter  $\Delta f \approx 0,15$  modos/Hz, dando 1,7 em 50Hz em um terço de banda de oitava. Isso é claramente um número pequeno, embora elementos de volumes acústicos são usados se o volume de ar é modelado ou se a entrada de energia aérea é levada em conta.

Quando os cálculos incluem baixas frequências de banda, o contador modal dentro da banda é claramente menor do que muitos subsistemas usados na modelagem.

As estimativas da pressão sonora ou dos níveis de velocidade vibracional devem ser comparados com valores medidos, como devem ser feitos em construções acústicas. Na prática, muitas outras simplificações são feitas durante a modelagem de estruturas de navios com placas triangulares e quadradas ideais e elementos de vigas.

### **2.1.3.2- Fator de perda interno**

O fator de perda é proporcional a relação da energia dissipada por ciclo com a energia média armazenada pelo tempo; veja equação (5). As vezes definidos como ângulo de fase do complexo módulo de Young de elasticidade . O fator de perda de elementos estruturais inclui muitos diferentes amortecimentos ou mecanismos de perda de energia. São aceitáveis formas lineares como amortecimentos estruturais (esterese e viscoelásticos) e amortecimento da radiação acústica. Na prática, outros mecanismos não lineares estão presentes nas juntas estruturais, como irregularidades internas do material metálico, amortecimento viscoso e forças friccionais. O fator de perda interno de um elemento estrutural é parte da construção da estrutura e é dado por:

$$\mathbf{h} = \mathbf{h}_s + \mathbf{h}_{rad} + \mathbf{h}_j \quad (13)$$

onde  $\mathbf{h}_s$  é o fator de perda estrutural ,  $\mathbf{h}_{rad}$  é o fator de perda por radiação e  $\mathbf{h}_j$  é o fator de perda associado com as condições de contorno dos elementos estruturais , ou conexões. Tipicamente , estruturas em engenharia são fracamente amortecidas com valores entre  $2,5 \times 10^{-4} < \mathbf{h} < 5,0 \times 10^{-2}$ . Para a maioria das estruturas  $\mathbf{h}$  tende a decair com a frequência , aproximadamente  $f^{-1/2}$  . Teoricamente estimativas de fator de perda para elementos estruturais não são disponíveis. Na prática, valores medidos são usados. Nesse contexto é muito importante saber as condições de medição. Para muitas estruturas  $\mathbf{h}_j$  é igual a zero e  $\mathbf{h}_{rad}$  pode ser ou não incluído . Quando apenas  $\mathbf{h}_s$  é exigido é feito uma medição no vácuo. Esse ponto não é sempre claro quando resultados de medições são apresentados, embora para placas finas a relação o fator de perda por radiação é da mesma ordem que o fator de perda interno. É dada uma fórmula para estimar o fator de perda interno para uma placa de aço, onde a parcela de dissipação por radiação sonora é excluída:

$$\mathbf{h} = 0,41 f^{-0,7} \quad (14)$$

onde  $f$  é a frequência em Hz , da equação (14)  $h=0,016$  quando  $f=100\text{Hz}$  , e  $h=0,0032$  quando  $f=1\text{kHz}$ . O fator de perda por radiação é dado por :

$$h_{rad} = r_0 c s / w p_s \quad (15)$$

onde  $r_0$  é a densidade do fluido ,  $c$  é a velocidade do som no fluido ,  $s$  é relação de radiação da estrutura ,  $w$  é a frequência central da banda e  $r_s$  é a massa superficial da estrutura.

O fator de perda interno para um elemento de volume acústico é obtido por:

$$h = (c/pf)[a_i - (S/8V)\ln(1-\bar{a})] \quad (16)$$

onde  $c$  é a velocidade do som no ar ,  $f$  é a frequência ,  $a_i$  é o coeficiente de absorção atmosférico ,  $S$  é a área superficial total do elemento de volume ,  $V$  é o volume e  $\bar{a}$  é o coeficiente médio de absorção sonora das superfícies confinadas do elemento , excluindo os efeitos de transmissão do som pelas superfícies. Alguns valores representativos quando é usado a pressão atmosférica padrão(101,32Kpa) quando a temperatura ambiente é de 20°C e a umidade relativa do ar é 50% são  $a_i=0,466\text{dB}/100\text{m}$  quando  $f=1\text{kHz}$  , e  $a_i=16,1\text{dB}/100\text{m}$  quando  $f=10\text{kHz}$ . A equação (16) inclui a absorção atmosférica e a absorção das superfícies confinadas no estudo. A absorção atmosférica é pequena principalmente em baixas frequências, e as vezes nem é levada em conta.

### 2.1.3.3- Fator de perda do acoplamento

O fator de perda do acoplamento  $h_{ij}$  é relacionado com o fluxo de energia que passa do subsistema  $i$  para o  $j$  . Teoricamente expressões para o acoplamento entre diferentes elementos estruturais são disponíveis. O fator de perda do acoplamento entre um perfil estrutural e uma chapa é dado por:

$$h_{bp} = \frac{(2r_b c_{lb} k_b S_b)^2}{w m_b} \left| \frac{Z_p}{Z_p + Z_b} \right|^2 \text{Re}(Z_p^{-1}) \quad (17)$$

onde  $h_{bp}$  é o fator de perda do acoplamento do perfil para a placa ,  $r_b$  é a densidade do material do perfil ,  $c_{lb}$  é a velocidade longitudinal da onda no perfil ,  $k_b = (I_b / S_b)^{1/2}$  é o raio de giração do perfil ,  $I_b$  é o momento de inércia do perfil ,  $S_b$  é a área seccional do perfil ,  $w$  é a freqüência angular ,  $m_b$  é a massa do perfil , e  $Z_p$  é o momento de impedância da placa , dado por:

$$Z_p = 16r_s k_p^2 c_{lp}^2 / w(1 + i\Gamma) \quad (18)$$

onde  $r_s$  é a densidade superficial da placa ,  $k_p = h / \sqrt{12}$  é o raio de giração da seção transversal da placa de espessura  $h$  ,  $c_{lp}$  é a velocidade de onda longitudinal na placa e :

$$\Gamma = (4/p) \ln(1,1 / k_p a) \quad (19)$$

onde  $k_p$  é o número de ondas de flexão da placa e  $a$  é a distancia efetiva do par de forças que aplicam momento na placa. Para perfis retangulares e circulares respectivamente,  $a_r = d/3$  e  $a_c = 0,59r$  , onde  $d$  é o lado do perfil no sentido da flexão e  $r$  é o raio do perfil circular. O momento de impedância do perfil é:

$$Z_b = r_b c_{lb}^2 S_b k_b^2 k_b w^{-1} (1 + i) \quad (20)$$

onde  $r_b$  é a densidade do material do perfil,  $S_b$  é a área seccional do perfil e  $K_b$  é o número de ondas estruturais no perfil. O fator de perda por acoplamento  $h_{pb}$  da placa para o perfil é calculado baseado na relação de reciprocidade (4).

O fator de perda do acoplamento de uma junta linear, caracterizado por uma estrutura soldada , é obtido por:

$$h_{ij} = 2c_{bi} L t_{ij} / pw S_i \quad (21)$$

onde  $c_{bi}$  é a velocidade de onda de flexão (ou de fase) ,  $L$  é o comprimento da linha de acoplamento (solda) ,  $t_{ij}$  é a eficiência na transmissão de energia baseado no tipo de onda e tipo de junta em questão ,  $w$  é a da freqüência de centro de banda e  $S_i$  é a área superficial do subsistema  $i$ .

O fator de perda no acoplamento  $h_{ij}$  do elemento estrutural  $i$  para o elemento de volume acústico  $j$  é dado por:

$$h_{ij} = r_0 c S_i s / \omega m_i \quad (22)$$

onde  $r_b$  é a densidade do fluido ,  $c$  é a velocidade do som no fluido ,  $S_i$  é a área superficial do elemento estrutural  $i$  ,  $s$  é a relação da radiação de ressonância vibracional ,  $\omega$  é a frequência central de banda e  $m_i$  é a massa estrutural do elemento  $i$ .

O fator de perda do acoplamento entre volumes acústicos é:

$$h_{ij} = c S t_{ij} / 4 \omega V_i \quad (23)$$

onde  $c$  é a velocidade do som no fluido ,  $S$  é a área superficial dos painéis entre os dois compartimentos ,  $t_{ij}$  é o coeficiente de intensidade de transmissão (index de relação sonora  $R=10\log(1/t)$ ) de um volume fonte emissor  $i$  para outro volume receptor  $j$  ,  $\omega$  é a da frequência de centro de banda e  $V_i$  é o volume acústico do elemento  $i$ . A formulação para o cálculo de  $t_{ij}$  é disponível em estudos específicos e os resultados obtidos são bem próximos aos medidos principalmente em frequências próximas e superiores a frequência natural do painel. Quando os dois volumes acústicos estudados são conectados por uma abertura , a equação (23) é valida com  $t_{ij} = 1$ . E diversas configurações podem ser estudadas utilizando as formulações apresentadas , e em baixas frequências , a resistência a radiação sonora de painéis fixados são o dobro de painéis apoiados.

### 2.1.3.3- Energia e dados de entrada

Quando a equação do SEA (7) é resolvida nas frequências angulares  $\omega$  fornecidas , é obtido a energia média no tempo  $\bar{E}$  para os dois osciladores. A energia média no tempo pode ser descrita por outras quantidades; a energia de um elemento acústico em um campo difuso é relacionado com a média quadrática da pressão sonora por:

$$\bar{E} = \langle p^2 \rangle V / r c^2 = \langle p_{rms}^2 \rangle V / r c^2 \quad (24)$$

onde  $\overline{p^2}$  é a média quadrada da pressão ,  $p_{rms}$  é a raiz quadrada média da pressão ,  $V$  é o volume acústico do elemento ,  $r$  é a densidade do fluido ,  $c$  é a velocidade do

som no fluido e  $\langle \rangle$  significa espaço médio. Na prática, espaço médio é preciso pois subsistemas com volumes reverberantes não são ideais. A energia média no tempo de um elemento estrutural é relacionado com a velocidade vibracional como:

$$\bar{E} = m \langle \overline{v^2} \rangle \quad (25)$$

onde  $\langle \overline{v^2} \rangle$  é a média quadrática da velocidade de vibração do elemento superficial e  $m$  é a massa do elemento.

A entrada de energia aérea do som são aplicadas usando valores medidos obtidos por métodos padronizados experimentais. Quando valores experimentais não são disponíveis, fórmulas semi empíricas podem ser usadas. O nível de potencia sonora de um motor Diesel também pode ser estimado usando a pressão sonora que ele emite. Essas entradas de energia sonora são utilizadas no volume acústico para o posicionamento das fontes emissoras. Em navios, são utilizados fontes como motores principais e auxiliares na casa de máquinas, e fontes como as bombas na casa de bombas.

A energia sonora estrutural é difícil se avaliar e não existem padronizações disponíveis para isso. Atualmente estudos numéricos e semi empíricos estão em desenvolvimento e que podem ser usados para se estimar valores para a entrada de energia por meio estrutural. Usualmente é utilizado a vibração vertical do equipamento ou da fundação como dados vibracionais de entrada para estimar a energia estrutural, mas não é um método confiável pois não é possível se estimar toda a energia fornecida para a estrutura.

## 2.2. – FEM/BEM

### 2.2.1 - Geral

Essa metodologia retrata uma análise numérica estrutural acústica usando os métodos de Elementos Finitos e Elementos de Contorno.

A principal abordagem feita nesse estudo é a utilização do método dos Elementos Finitos para a determinação das velocidades estruturais, e a utilização do método de Elementos de Contorno para a determinação da resposta estrutural acústica baseada nas respostas do método de Elementos Finitos.

### 2.2.2 – Análise por Elementos Finitos

Nesse estudo é considerado um volume acústico totalmente enclausurado. Todos os elementos estruturais considerados são placas e vigas. A estrutura é responsável pelos limites do volume acústico tri-dimensional do meio e também é responsável pelas respostas dinâmicas da estrutura do meio acústico. Sendo  $\Omega^a$  e  $\Omega^s$  o domínio do meio acústico e da estrutura respectivamente. O domínio acústico tem o seu contorno  $\Gamma = \Gamma^{ar} \cup \Gamma^{as}$ , onde  $\Gamma^{ar}$  é o contorno rígido e  $\Gamma^{as}$  é o contorno estrutural como interface do meio acústico com a estrutura. Assim  $\Gamma^{as} = \Omega^s$ . Quando a fonte acústica é aplicada na cavidade acústica, é assumido que a excitação provém do contorno estrutural, por simplificação.

Quando uma carga de amplitude  $\{f\}$  e frequência de excitação  $\omega$  é aplicada na estrutura, a resposta da estrutura pode ser calculada da análise de resposta em frequência. Sendo  $f$  o coeficiente de amortecimento dinâmico. Assim a velocidade estrutural  $\{v(\omega)\}$  pode ser calculada usando a seguinte equacionamento matricial:

$$[j\omega M + kK]\{v(\omega)\} = \{f(\omega)\} \quad (26)$$

onde  $j = \sqrt{-1}$ ,  $[M]$  é a matriz de massa,  $[K]$  é a matriz de rigidez, e  $k = (f - j)/\omega$ . Note que a resposta tem a mesma frequência que a carga aplicada, mas a fase do ângulo diferente, devido a existência do amortecimento. Na análise de resposta em frequência, todos vetores e matrizes são variáveis complexas. Se a carga aplicada não é harmônica, a equação (26) pode ser aplicada decompondo as forças no tempo no domínio da frequência e resolvendo a equação (26) para várias frequências diferentes.

### 2.2.3 – Análise por Elementos de Contorno

Depois de calcular as respostas em velocidade da estrutura, o método de Elementos de Contorno pode ser usado para avaliar a resposta em pressão dentro do volume acústico. A equação padrão para isso é a equação de Helmholtz (27). Pela integração sobre o domínio e usando o teorema de Green, a equação de Helmholtz constitui a seguinte representação da solução sob forma de integral de contorno:

$$ap(x_0) = \iint_{\Gamma} \left[ -j\omega G(x_s, x_0) v_n(x_s) - \frac{\partial G}{\partial n} p(x_s) \right] d\Gamma \quad (27)$$

onde  $G(x_s, x_0)$  é a função de Green,  $x_s \in \Gamma$  é a posição do ponto de referencia,  $x_0$  é o ponto do observador,  $v_n$  é o componente normal da velocidade do contorno, e  $\frac{\partial}{\partial n}$  é o componente normal do gradiente. Na equação (27), a constante  $a$  é igual a 1 para  $x_0$  dentro do volume acústico, 0,5 para  $x_0$  no contorno e 0 para  $x_0$  fora do volume acústico. A equação (27) pode dar solução para problemas de radiação e para interior acústico.

A análise de Elementos de Contorno procede em duas etapas: primeiro estimando a pressão de resposta do contorno acústico usando a velocidade estrutural, e depois calculando a resposta em pressão dentro do domínio acústico usando a informação da pressão do contorno. Deixando o contorno acústico  $\Gamma = \Gamma^{ar} \cup \Gamma^{as}$  ser aproximado por  $N$  números de nós. O pondo do observador  $x_0$  é repetidamente posicionado em cada nó, a seguinte equação linear é obtida:

$$[A]\{p_s\} = [B]\{v\} \quad (28)$$

onde  $p_s = \{p_1 + p_2 + \dots + p_N\}^T$  é o vetor de pressão modal, e  $\{v\}$  é o vetor de velocidades  $3N \times 1$ . Para os nós de contorno rígido  $\Gamma^{ar}$  o vetor de velocidade desaparece. As matrizes  $[A]_{(N \times N)}$  e  $[B]_{(N \times 3N)}$  são matrizes de coeficientes calculados provenientes da integração da equação (27) em cada ponto modal. Note que as matrizes e vetores são variáveis complexas. Uma vez que o vetor  $\{p_s\}$  foi computado, a equação (27) pode ser usada de novo para computar as pressões acústicas para cada ponto  $x_0$  dentro do domínio acústico na forma da equação vetorial:

$$p(x_0) = \{b(x_0)\}^T \{v\} + \{e(x_0)\}^T \{p_s\} \quad (29)$$

onde  $\{b(x_0)\}$  e  $\{e(x_0)\}$  são os vetores coluna que correspondem o lado rígido da integral de contorno na equação (27).

#### **2.2.4 – Análise de sensibilidade do dimensionamento da forma estrutural**

No caso do projeto de dimensionamento, as equações de contorno não contêm nenhum termo que depende do dimensionamento estrutural. Em casos de problemas de dimensionamento estrutural, as equações integrais de contorno são mudadas apenas quando o domínio estrutural é mudado.

Para ter uma sensibilidade mais prática sobre esse assunto, métodos híbridos (métodos semi analíticos para Elementos Finitos e métodos analíticos para Elementos de Contorno) são utilizados.

#### **2.2.4 – Parametrização do projeto estrutural e projeto do campo de velocidade**

Nos problemas estruturais acústicos, o domínio estrutural é parte do contorno da cavidade acústica. Assim a parametrização do projeto estrutural muda o domínio estrutural e também o contorno da cavidade acústica. Desde que a definição detalhada da parametrização estrutural não esta no escopo dessa dissertação, uma breve descrição será relatada. Usamos o conceito do desenvolvimento do campo de velocidades representando a parametrização do projeto estrutural. Assumindo que para um dado projeto estrutural o ponto  $x$  da estrutura se move na direção  $V(x)$ . O parâmetro escalar  $t$  significa a mudança estrutural, assim o novo ponto  $x_t$  depois da mudança pode ser expressado por:

$$x_t = x + tV(x) \quad x \in \Omega^s \quad (30)$$

Quando uma parte da estrutura não se move de acordo com o projeto estrutural, sua velocidade  $V(x)$  é igual a zero.

A equação (30) mostra um modelo de perturbação linear em que o dimensionamento do campo de velocidade linear é utilizado.

O primeiro passo para o dimensionamento estrutural é obter o dimensionamento do campo de velocidade correspondente para a variável de dimensionamento estrutural. Note que a velocidade  $V(x)$  é diferente da velocidade estrutural  $v$ , que é relacionada ao dimensionamento.

### 2.2.5 – Método direto

O método direto da formulação de sensibilidade consiste em calcular a sensibilidade do estado variável primeiro e depois usando a regra da cadeia da diferenciação para calcular a sensibilidade da função de performance. Esse método é popular porque é bem semelhante ao procedimento de análise. Primeiro a equação matricial de Elementos Finitos (26) é diferenciada respeitando o dimensionamento estrutural como:

$$[j\omega M + kK]\{\dot{v}(\omega)\} = \{\dot{f}(\omega)\} - [j\omega \dot{M} + k\dot{K}]\{v(\omega)\} \quad (31)$$

onde a solução  $\{\dot{v}(\omega)\}$  é desejada dado a frequência de excitação  $\omega$ . Na equação (31), o ponto sobreposto representa a variação estrutural (ou sensibilidade). Onde as velocidades são dadas, o lado direito da equação (6) pode ser calculada usando a solução estrutural  $\{v(\omega)\}$ , as variações do vetor de força e as matrizes de massa e rigidez.

Os vetores e matrizes do lado direito da equação (6) pode ser expressada se a forma contínua for usada. Assim, essas expressões poderiam ser mais complicadas especialmente quando o domínio estrutural é aproximado usando Elementos Finitos de placas. As experiências de elementos e as orientações mudam. Uma abordagem compromissada deveria ser derivativa semi analítica onde a variação dos coeficientes das matrizes poderiam ser calculados usando o método de diferenças finitas. Por exemplo, pegando um elemento da matriz de massa denominado  $[m(x)]$ . Assim, a variação da matriz de massa poderia ser calculada usando a perturbação  $t$ , assim:

$$[\dot{m}] \approx \frac{[m(x_t)] - [m(x)]}{t} \quad (32)$$

A mesma abordagem pode ser usada na matriz de rigidez e no vetor de forças. Esse método semi analítico é de fato implementado dentro de pacotes de programas de Elementos Finitos como o MSC/NASTRAN. Quando variações de massa e rigidez são aplicadas, esse método pode ser usado sem nenhuma modificação.

Depois de calculada a sensibilidade  $\{\dot{v}(\omega)\}$  da velocidade do contorno, a sensibilidade da pressão de superfície precisa ser calculada pela diferenciação da equação matricial do elemento de contorno (28). Seguindo o procedimento similar ao método de Elementos Finitos, a equação de sensibilidade para o método de Elementos de Contorno pode ser obtida como:

$$[A]\{\dot{p}_s\} = [B]\{\dot{v}\} + [\dot{B}]\{v\} - [\dot{A}]\{p_s\} \quad (33)$$

onde a solução  $\{\dot{p}_s\}$  é requerida. O primeiro termo do lado direito da equação pode ser calculado usando  $\{\dot{v}(\mathbf{w})\}$  da equação (31), e os outros termos podem ser calculados usando a velocidade  $V(x)$ . No caso das matrizes que aparecerem na análise de Elementos de Contorno, o método semi analítico será muito complexo e trabalhoso quando as matrizes forem cheias e assimétricas.

Usando  $\{\dot{v}(\mathbf{w})\}$  e  $\{\dot{p}_s\}$  no contorno acústico, a pressão de sensibilidade no ponto do observador  $x_0$  da cavidade acústica pode ser estimado pela equação (29), como:

$$\dot{p}(x_0) = \{\dot{e}(x_0)\}^T \{p_s\} + \{e(x_0)\}^T \{\dot{p}_s\} + \{\dot{b}(x_0)\}^T \{v\} + \{b(x_0)\}^T \{\dot{v}\} \quad (34)$$

As expressões  $\{\dot{b}(x_0)\}$  e  $\{\dot{e}(x_0)\}$  podem ser calculadas usando o mesmo método descrito acima. Depois de calculado  $\dot{p}(x_0)$  a sensibilidade da performance geral pode ser calculada usando a regra da cadeia de diferenciação.

Cada variável requer um campo de velocidades. Desde que as equações de sensibilidade (31) e (33) dependem dessa velocidade, é preciso resolver o mesmo número de variáveis, o que constitui o maior custo computacional da análise de sensibilidade. Desde que os coeficientes das matrizes nas equações (31) e (33) estejam já fatorizadas durante a análise de resposta, o custo computacional se torna desprezível.

### 2.2.6 – Método adjunto

Diferente do método direto, o método adjunto é mais relacionado com a função de performance do que a análise da resposta. A idéia principal do método adjunto é se evitar calcular a sensibilidade das variáveis de resposta (como  $\{\dot{v}\}$  e  $\{\dot{p}_s\}$ ), pois precisa ser calculada para cada variável. Para começar, consideramos a pressão acústica no ponto  $x_0$  como uma performance, definida como:

$$\mathbf{y} = p(x_0) \quad (35)$$

É assumido que o ponto de observação  $x_0$  na equação (35) é independente do arranjo, pois é um ponto fixo no domínio acústico. A performance acústica é definida em um ponto, que é diferente da performance estrutural que é definida como uma forma

integral. A sensibilidade da performance acústica pode ser obtida das equações (33) e (34), como:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{y}} = & \{e\}^T \{\dot{p}_s\} + \{b\}^T \{\dot{v}\} + \{e\}^T \{p_s\} + \{\dot{b}\}^T \{v\} = \\ & \{e\}^T [A]^{-1} \{[B]\{\dot{v}\} + [\dot{B}]\{v\} - [A]\{p_s\}\} + \{b\}^T \{\dot{v}\} + \{e\}^T \{p_s\} + \{\dot{b}\}^T \{v\} \end{aligned} \quad (36)$$

Assim, a variação da função de performance é expressa em termos da variação da velocidade estrutural na equação (36), o cálculo de  $\{\dot{p}_s\}$  é evitado. Na equação (36) o cálculo de  $[A]^{-1}$  é desnecessário por ser muito trabalhoso. Assim é considerada a seguinte formulação do equacionamento acústico adjunto:

$$[A]^T \{\mathbf{h}\} = \{e\} \quad (37)$$

onde a solução adjunta  $\{\mathbf{h}\}$  é desejada. Assim a solução da equação (37) pode ser expressa como  $\{\mathbf{h}\}^T = \{e\}^T [A]^{-1}$ , onde é a mesma matriz inversa da equação (36). Sendo a equação adjunta (37) independente do arranjo, assim a equação adjunta precisa ser definida para todas as variáveis do arranjo.

Depois de substituir  $\{\mathbf{h}\}^T$  no lado direito da equação (36) e depois posicionar essa relação na equação (31), a dependência de  $\{\dot{v}\}$  é removida da expressão de sensibilidade da performance, como:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{y}} = & \{[B]^T \{\mathbf{h}\} + \{b\}\}^T \{\dot{v}\} + \{e\}^T \{\dot{p}_s\} + \{\mathbf{h}\}^T \{[\dot{B}]\{v\} - [A]\{p_s\}\} + \{\dot{e}\}^T \{p_s\} + \{\dot{b}\}^T \{v\} = \\ & \{[B]^T \{\mathbf{h}\} + \{b\}\}^T [j\omega M + kK]^{-1} \{f + j\omega \dot{M} + k\dot{K}\}\{v\} + \{\mathbf{h}\}^T \{[\dot{B}]\{v\} - [A]\{p_s\}\} + \{\dot{e}\}^T \{p_s\} + \{\dot{b}\}^T \{v\} \end{aligned} \quad (38)$$

Seguindo o mesmo procedimento da equação (37), a parte da matriz inversa pode ser removida definindo a seguinte formulação da equação adjunta estrutural:

$$[j\omega M + kK]^T \{\mathbf{I}^*\} = \{b\} + [B]^T \{\mathbf{h}\} \quad (39)$$

onde a solução adjunta estrutural  $\{\mathbf{I}^*\}$  é desejada. O asterisco denota que a variável é complexa. Desde que as matrizes de massa e rigidez sejam simétricas, os coeficientes da matriz do lado direito é o mesmo que da equação (26). De novo, a equação adjunta estrutural é independente do arranjo. Assim, a equação adjunta precisa ser definida

para todas as variáveis do arranjo. Depois de substituir a solução da equação adjunta estrutural na equação (38), a expressão de sensibilidade  $\dot{\mathbf{y}}$  pode ser obtida como:

$$\dot{\mathbf{y}} = \{\mathbf{I}^*\}^T \{\dot{\mathbf{f}} - [j\omega\mathbf{M} + k\mathbf{K}]\{\dot{\mathbf{v}}\}\} + \{\mathbf{h}\}^T \{[\dot{\mathbf{B}}]\{\dot{\mathbf{v}}\} - [\dot{\mathbf{A}}]\{\dot{\mathbf{p}}_s\}\} + \{\dot{\mathbf{e}}\}^T \{\dot{\mathbf{p}}_s\} + \{\dot{\mathbf{b}}\}^T \{\dot{\mathbf{v}}\} \quad (40)$$

A equação acústica adjunta (37) e a estrutural (39) são exatamente as mesmas relacionadas com os problemas de arranjo. Assim um esforço adicional é requerido para o cálculo das equações adjuntas. Apenas diferenças são calculadas pelo coeficiente de sensibilidade da equação (40). Nos problemas de dimensionamento do arranjo, a segunda parte da equação (40) não existe, porque o domínio acústico é independente das variáveis de dimensionamento do arranjo. Assim, nas mudanças do arranjo, a mudança que ocorrem no domínio acústico provem das contribuições da segunda parte da equação (40).

É notado que das equações (37) e (39) que as equações adjuntas precisam ser resolvidas para todas as variáveis do arranjo e a expressão de sensibilidade (40) é repetida para todas as variáveis de arranjo. Isso torna o método proposto muito eficiente comparado com o método direto onde o número de funções de performance é menor do que variáveis de arranjo, o que é o caso para a maioria dos problemas de otimização.

Como pode ser visto nas equações (37) e (39), o procedimento de solução do método adjunto é reverso do que do procedimento de análise da resposta. A equação acústica adjunta é resolvida primeiro, e depois a equação estrutural é resolvida. Essa pode ser a razão do método adjunto não ser popular nas análises estruturais acústicas de sensibilidade. Embora o procedimento proposto entre as equações (37) e (40) serem simples e diretos. Outra razão possível é que os coeficientes da matriz de Elementos de Contorno sejam assimétricos. Assim, o equacionamento matricial de Elementos de Contorno (28) é diferente da equação acústica adjunta (37). Mesmo se o coeficientes da matriz não são simétricos, o coeficiente da matriz fatorizado para uma análise pode ser usado para um sistema transposto sem causar maiores custos computacionais. Resumindo, o método adjunto proposto não requer mais informações que o método direto, mas pode ser muito eficiente quando o número de funções de performance é menor do que as variáveis de dimensionamento do arranjo.

## 2.3. – EFEA

### 2.3.1 - Geral

O método EFEA é baseado nas derivadas das equações diferenciais que respeitam as variáveis de densidade de energia e utilizam Elementos Finitos para resolver o equacionamento numericamente. Essa técnica representa uma nova abordagem, apropriada para simular vibração em grandes estruturas. O modelo do EFEA é construído baseado na real geometria da estrutura estudada, e qualquer modificação geométrica é apresentada na análise. Amortecimentos estruturais são atribuídos nos níveis dos elementos, assim diferentes valores de amortecimento são atribuídos para um componente sem que seja necessário criar artificialmente separações em subsistemas. O método EFEA tem apresentado bons resultados para médias e altas frequências de excitação, sendo de grande valor por cobrir a carência dessa análise por métodos numéricos tradicionais.

### 2.3.2 – Equacionamento diferencial para compartimentos acústicos

A pressão acústica é assumida para ser da forma  $p(x, y, z, t) = P(x, y, z)e^{i\omega t}$ , onde  $\omega$  é a frequência harmônica de excitação. A expressão para pressão acústica satisfaz a equação:

$$[\nabla^2 + k^2]P = 0 \quad (41)$$

onde  $k$  é o número de ondas complexo e pode ser escrito como  $k = \omega / c(1 - i\mathbf{h}/2)$ , onde  $c$  é a velocidade do som,  $\mathbf{h}$  é o fator de perda. Três soluções da equação (41) para ondas planas ortogonais e incoerentes são considerados nas direções  $x$ ,  $y$ , e  $z$ :

$$P_x = (A_x e^{-ik_x x} + B_x e^{ik_x x}), P_y = (A_y e^{-ik_y y} + B_y e^{ik_y y}), P_z = (A_z e^{-ik_z z} + B_z e^{ik_z z}) \quad (42)$$

onde  $A_x, A_y, A_z, B_x, B_y, B_z$  são constantes associadas com as amplitudes de propagação das ondas nas direções positivas e negativas, respectivamente,  $k_x, k_y, k_z$  são números de ondas complexos associados com cada onda ortogonal:

$$k_x = k_{x1}(1 - i\mathbf{h}/2), k_y = k_{y1}(1 - i\mathbf{h}/2), k_z = k_{z1}(1 - i\mathbf{h}/2) \quad (43)$$

$$e \quad k_{x1} = k_{y1} = k_{z1} = \omega / c \quad (44)$$

As expressões de onda incluem termos de campo longe porque em altas frequências as dimensões dos espaços acústicos são considerados grandes em relação ao comprimento de onda a qualquer efeito de campo perto vai ser insignificante. Cada uma das três equações de onda é empregada para dirigir a expressão de densidade de energia e a intensidade associada com cada uma das três ondas ortogonais. A densidade de energia e intensidade associada com a direção x são derivadas em detalhes. Os valores correspondentes para as ondas nas direções y e z são obtidas de maneira similar. A densidade e intensidade de energia mediada no tempo associada com a onda na direção x são:

$$\langle e_x \rangle = \frac{1}{4} \left( \mathbf{r} U_x U_x^* + \frac{1}{\mathbf{r}c^2} P_x P_x^* \right) \quad (45)$$

$$\langle I_x \rangle = \frac{1}{2} \text{Re}(P_x U_x^*) \quad (46)$$

onde  $U_x$  é a velocidade da partícula, e pode ser escrita como:

$$U_x = \frac{i}{\mathbf{w}\mathbf{r}} \frac{\partial P_x}{\partial x} \quad (47)$$

A expressão de onda da equação (42) é introduzida nas equações (45), (46) e (47). Assumindo um fraco amortecimento qualquer termo contendo  $(\mathbf{h}^2)$  pode ser negligenciado. As expressões para densidade e intensidade de energia mediada no tempo ficam:

$$\langle e_x \rangle = \frac{1}{4} \left[ \frac{k_{x1}^2}{\mathbf{w}^2 \mathbf{r}} \left( A_x^2 e^{-\mathbf{h}k_{x1}x} + B_x^2 e^{\mathbf{h}k_{x1}x} - B_x A_x e^{-2i\mathbf{h}k_{x1}x} - B_x A_x e^{2i\mathbf{h}k_{x1}x} \right) + \frac{1}{\mathbf{r}c^2} \left( A_x^2 e^{-\mathbf{h}k_{x1}x} + B_x^2 e^{\mathbf{h}k_{x1}x} - B_x A_x e^{-2i\mathbf{h}k_{x1}x} - B_x A_x e^{2i\mathbf{h}k_{x1}x} \right) \right] \quad (48)$$

$$\langle I_x \rangle = \frac{1}{2} \text{Re} \left[ \frac{k_{x1}}{\mathbf{w}\mathbf{r}} \left( 1 + i \frac{\mathbf{h}}{2} \right) \left( A_x^2 e^{-\mathbf{h}k_{x1}x} + B_x^2 e^{\mathbf{h}k_{x1}x} - B_x A_x e^{-2i\mathbf{h}k_{x1}x} - B_x A_x e^{2i\mathbf{h}k_{x1}x} \right) \right] \quad (49)$$

Para o cálculo médio do espaço as expressões vindas de (48) e (49) sobre o comprimento de onda resulta em:

$$\langle \underline{e}_x \rangle = \frac{1}{4} \left[ \left( \frac{k_{x1}^2}{\mathbf{w}^2 \mathbf{r}} + \frac{1}{\mathbf{r}c^2} \right) \left( A_x^2 e^{-hk_{x1}x} + B_x^2 e^{hk_{x1}x} \right) \right] \quad (50)$$

$$\langle \underline{I}_x \rangle = \frac{1}{2} \frac{k_{x1}}{\mathbf{w} \mathbf{r}} \left( A_x^2 e^{-hk_{x1}x} + B_x^2 e^{hk_{x1}x} \right) \quad (51)$$

O espaço médio sobre o comprimento de onda e o tempo médio sobre o período de densidade e intensidade de energia constituem as variáveis primárias da formulação acústica do EFEA. De uma maneira similar, a densidade de energia e intensidade associadas com as ondas nas direções y e z são:

$$\langle \underline{e}_y \rangle = \frac{1}{4} \left[ \left( \frac{k_{y1}^2}{\mathbf{w}^2 \mathbf{r}} + \frac{1}{\mathbf{r}c^2} \right) \left( A_y^2 e^{-hk_{y1}y} + B_y^2 e^{hk_{y1}y} \right) \right] \quad (52)$$

$$\langle \underline{I}_y \rangle = \frac{1}{2} \frac{k_{y1}}{\mathbf{w} \mathbf{r}} \left( A_y^2 e^{-hk_{y1}y} + B_y^2 e^{hk_{y1}y} \right) \quad (53)$$

$$\langle \underline{e}_z \rangle = \frac{1}{4} \left[ \left( \frac{k_{z1}^2}{\mathbf{w}^2 \mathbf{r}} + \frac{1}{\mathbf{r}c^2} \right) \left( A_z^2 e^{-hk_{z1}z} + B_z^2 e^{hk_{z1}z} \right) \right] \quad (54)$$

$$\langle \underline{I}_z \rangle = \frac{1}{2} \frac{k_{z1}}{\mathbf{w} \mathbf{r}} \left( A_z^2 e^{-hk_{z1}z} + B_z^2 e^{hk_{z1}z} \right) \quad (55)$$

O campo acústico pode ser considerado reverberante porque em altas frequências os comprimentos de onda são pequenos comparados com as dimensões do espaço acústico e também devido à suas múltiplas reflexões, ondas podem ser consideradas a viajar por todas as possíveis direções. Assim, a densidade de energia e intensidade total em um ponto pode ser a somatória das variáveis de energia das três ondas ortogonais. Essa abordagem é consistente com a derivação no SEA sobre a energia total em um subsistema, que é a adição da energia armazenada em cada modo das bases ortogonais que compõe os subsistemas:

$$\langle \underline{e} \rangle = \langle \underline{e}_x \rangle + \langle \underline{e}_y \rangle + \langle \underline{e}_z \rangle \quad (56)$$

$$\langle \underline{\vec{I}} \rangle = \langle \underline{I}_x \rangle \vec{i} + \langle \underline{I}_y \rangle \vec{j} + \langle \underline{I}_z \rangle \vec{k} \quad (57)$$

Introduzindo as equações (44),(50) e (55) nas equações (56) e (57) resulta em:

$$\langle \underline{e} \rangle = \frac{1}{2\omega^2 \mathbf{r}} \left[ k_{x1}^2 \left( A_x^2 e^{-hk_{x1}x} + B_x^2 e^{hk_{x1}x} \right) + k_{y1}^2 \left( A_y^2 e^{-hk_{y1}y} + B_y^2 e^{hk_{y1}y} \right) + k_{z1}^2 \left( A_z^2 e^{-hk_{z1}z} + B_z^2 e^{hk_{z1}z} \right) \right] \quad (58)$$

$$\langle \vec{I} \rangle = \frac{1}{2} \frac{1}{\omega \mathbf{r}} \left[ k_{x1} \left( A_x^2 e^{-hk_{x1}x} + B_x^2 e^{hk_{x1}x} \right) \vec{i} + k_{y1} \left( A_y^2 e^{-hk_{y1}y} + B_y^2 e^{hk_{y1}y} \right) \vec{j} + k_{z1} \left( A_z^2 e^{-hk_{z1}z} + B_z^2 e^{hk_{z1}z} \right) \vec{k} \right] \quad (59)$$

Observando a similaridade entre as equações (58) e (59), a relação entre densidade de energia e intensidade pode ser derivada:

$$\langle \vec{I} \rangle = -\frac{c^2}{\mathbf{hw}} \nabla \langle \underline{e} \rangle \quad (60)$$

A equação (60) foi derivada assumindo-se uma onda plana. Aqui é demonstrado que o mesmo resultado pode ser conseguido considerando a resposta acústica como a somatória das ondas ortogonais e incoerentes. As equações diferenciais do EFEA podem ser derivadas considerando o balanço de energia no estado constante sobre o volume de controle diferencial dos espaços acústicos:

$$\langle \underline{\Pi}_{in} \rangle = \langle \underline{\Pi}_{diss} \rangle + \nabla \cdot \langle \vec{I} \rangle \quad (61)$$

onde  $\langle \underline{\Pi}_{diss} \rangle$  é a média de energia dissipada no tempo e espaço. A relação densidade de energia e energia dissipada pode ser derivada semelhante ao SEA:

$$\langle \underline{\Pi}_{diss} \rangle = \mathbf{hw} \langle \underline{e} \rangle \quad (62)$$

Substituindo as equações (60) e (62) na equação (61) resulta na equação diferencial do EFEA:

$$-\frac{c^2}{\mathbf{hw}} \nabla^2 \langle \underline{e} \rangle + \mathbf{hw} \langle \underline{e} \rangle = \langle \underline{\Pi}_{in} \rangle \quad (63)$$

A abordagem dos Elementos Finitos é utilizada para resolver numericamente a equação. A densidade de energia constitui a variável primária da formulação do EFEA. Varia exponencialmente com o espaço e apenas uma pequena malha de Elementos Finitos é necessária para se obter respostas corretas.

### 2.3.3 – Derivação do equacionamento diferencial para placas finas.

A equação diferencial do movimento para placas finas é:

$$D(1 + i\mathbf{h})\nabla^4 w + \mathbf{r}h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (64)$$

Onde  $D$  é a rigidez de flexão da placa,  $\mathbf{h}$  é o fator de perda estrutural,  $\mathbf{r}$  é a densidade mássica e  $h$  é a espessura da placa. O deslocamento de flexão pode ser considerado uma superposição linear de ondas associadas nas direções ortogonais  $x$  e  $y$ :

$$w_x = (A_x e^{-ik_x x} + B_x e^{ik_x x}) e^{i\omega t} \quad (65)$$

$$w_y = (A_y e^{-ik_y y} + B_y e^{ik_y y}) e^{i\omega t} \quad (66)$$

onde  $A_x, A_y, B_x$  e  $B_y$  são constantes associadas com as amplitudes de propagação da onda nas direções  $x$  e  $y$ ,  $k_x$  e  $k_y$  são número de ondas complexos:

$$k_x = k_{x1} \left( 1 - i \frac{\mathbf{h}}{4} \right), k_y = k_{y1} \left( 1 - i \frac{\mathbf{h}}{4} \right) \quad (67)$$

e

$$k_{x1} = k_{y1} = \sqrt[4]{\frac{\mathbf{r}h}{D} \omega^2} \quad (68)$$

Nas equações (65) e (66) apenas os componentes de campo afastados são retidos nas expressões de onda. Nas frequências altas as dimensões da placa são consideradas grandes comparadas com os comprimentos de onda da vibração e os efeitos de campo próximos são negligenciados. Uma expressão para densidade de energia e intensidade é derivada para cada uma das duas ondas ortogonais. A derivação associada na direção  $x$  será apresentada em detalhes. A correspondente variável de energia para a direção  $y$  pode ser obtida da mesma maneira. O tempo médio sobre a densidade e intensidade de energia no período são expressas em forma de deslocamento:

$$\langle e_x \rangle = \frac{D}{4} \left[ \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} \right)^* + \frac{\mathbf{r}h}{D} \frac{\partial w_x}{\partial t} \left( \frac{\partial w_x}{\partial t} \right)^* \right] \quad (69)$$

$$\langle I_x \rangle = \frac{D}{2} \operatorname{Re} \left[ \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x \partial t} \right)^* + \frac{\partial^3 w_x}{\partial x^3} \left( \frac{\partial w_x}{\partial t} \right)^* \right] \quad (70)$$

A formulação da onda (65) é introduzida nas equações (69) e (70). Negligenciando grandes ordens de amortecimento a densidade de energia e intensidade média resulta:

$$\langle e_x \rangle = \frac{D}{4} \left[ k_{x1}^4 \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} + A_x B_x e^{-2ik_{x1}x} + A_x B_x e^{2ik_{x1}x} \right) + \frac{rh}{D} \mathbf{w}^2 \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} + A_x B_x e^{-2ik_{x1}x} + A_x B_x e^{2ik_{x1}x} \right) \right] \quad (71)$$

$$\langle I_x \rangle = \frac{D}{2} \operatorname{Re} \left[ k_{x1}^3 \mathbf{w} \left( 1 - i \frac{h}{4} \right) \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} + A_x B_x e^{-2ik_{x1}x} + A_x B_x e^{2ik_{x1}x} \right) + k_{x1}^3 \mathbf{w} \left( 1 - i \frac{3h}{4} \right) \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} + A_x B_x e^{-2ik_{x1}x} + A_x B_x e^{2ik_{x1}x} \right) \right] \quad (72)$$

Pelo cálculo da média no espaço as equações (71) e (72) sobre o comprimento de onda, resulta em:

$$\langle \underline{e}_x \rangle = \frac{D}{4} k_{x1}^4 \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} \right) \quad (73)$$

$$\langle \underline{I}_x \rangle = D k_{x1}^3 \mathbf{w} \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} \right) \quad (74)$$

Similar aos espaços acústicos o tempo médio sobre o período e o espaço médio sobre a densidade de energia e intensidade do comprimento de onda constitui a variável primária da formulação do EFEA para placas. De maneira similar a densidade de energia e intensidade associadas para direção y são expressas como:

$$\langle \underline{e}_y \rangle = \frac{D}{4} k_{y1}^4 \left( A_y^2 e^{-(h/2)k_{y1}y} + B_y^2 e^{(h/2)k_{y1}y} \right) \quad (75)$$

$$\langle \underline{I}_y \rangle = D k_{y1}^3 \mathbf{w} \left( A_y^2 e^{-(h/2)k_{y1}y} + B_y^2 e^{(h/2)k_{y1}y} \right) \quad (76)$$

A vibração da placa é considerada reverberante desde que em altas frequências o comprimento de onda estrutural é pequeno quando comparado com as dimensões da placa e suas múltiplas reflexões dos contornos em combinação com o pequeno amortecimento criado em um campo incoerente. Assim, densidade de energia e

intensidade total em um ponto são derivadas da somatória das variáveis de energia das bases ortogonais de vibração:

$$\langle \underline{e} \rangle = \langle \underline{e}_x \rangle + \langle \underline{e}_y \rangle = \frac{D}{4} \left[ k_{x1}^4 \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} \right) + k_{y1}^4 \left( A_y^2 e^{-(h/2)k_{y1}y} + B_y^2 e^{(h/2)k_{y1}y} \right) \right] \quad (77)$$

$$\langle \vec{I} \rangle = \langle \underline{I}_x \rangle \vec{i} + \langle \underline{I}_y \rangle \vec{j} = D\omega \left[ k_{x1}^3 \left( A_x^2 e^{-(h/2)k_{x1}x} + B_x^2 e^{(h/2)k_{x1}x} \right) \vec{i} + k_{y1}^3 \left( A_y^2 e^{-(h/2)k_{y1}y} + B_y^2 e^{(h/2)k_{y1}y} \right) \vec{j} \right] \quad (78)$$

Observando as similaridades entre as equações (77) e (78), a relação entre a densidade de energia e intensidade são derivadas :

$$\langle \vec{I} \rangle = -\frac{c_g^2}{hw} \nabla \langle \underline{e} \rangle \quad (79)$$

Na equação (79) foi assumida como uma onda plana, onde  $c_g = 2,4 \sqrt{\frac{D}{rh}} \omega^2$ . O mesmo

resultado é encontrado considerando vibração estrutural na placa, assumindo a somatória das ondas ortogonais incoerentes. A relação entre a densidade de energia estrutural na placa e sua correspondente intensidade é equivalente com as relações a derivadas para espaços acústicos.

Similar a espaços acústicos, a equação diferencial do EFEA para placas pode ser derivada considerando o balanço de energia no estado constante sobre o volume de controle diferencial da placa:

$$-\frac{c_g^2}{hw} \nabla^2 \langle \underline{e} \rangle + hw \langle \underline{e} \rangle = \langle \underline{\Pi}_{in} \rangle \quad (80)$$

A formulação de Elementos Finitos é empregada para resolver numericamente a equação (80).

## **2.4. – SEMI EMPÍRICOS**

### **2.4.1 - Geral**

A base dos métodos semi-empíricos para predição de ruído são fórmulas empíricas utilizadas para o cálculo das atenuações do ruído aéreo e estrutural. Essas fórmulas são baseadas em medições e dados obtidos de navios já existentes, mas a acurácia dos resultados são relacionados diretamente com a qualidade dos dados de entrada.

O meio mais usado na redução do ruído é a aplicação de materiais especiais nas descontinuidades estruturais a fim de se obter uma perda de transmissão do mesmo, isso para alcançar um nível de ruído desejado em um compartimento.

Os dados de entrada podem ser obtidos de várias fontes. Os dados das fontes de ruído podem ser obtidos com os fabricantes, e quando isso não é possível pode-se obter por interpolações dos equipamentos semelhantes em bancos de dados existentes. Os dados das propriedades acústicas estruturais dos compartimentos podem ser obtidos por ensaio em laboratório ou medições em campo.

Uma unidade offshore no estudo de ruído, pode ser representada por três módulos básicos de emissão, como módulo de ruído aéreo puro, módulo de ruído estrutural e módulo de ruído de VAC (ventilação e ar condicionado).

O nível de ruído total gerado no compartimento é a soma logarítmica dos valores de cada módulo.

Existem diversos métodos de predição de ruído semi-empíricos na literatura, mas no caso de unidades offshore, a escolha de métodos que se basearam nesse ambiente para seu desenvolvimento e calibração são mais indicados para se fazer um estudo com maior grau de precisão.

Uma breve descrição dos módulos do método semi-empírico será feita a seguir, mas uma abordagem mais detalhada com as formulações empregadas para cada módulo serão abordadas no capítulo 3.

### **2.4.2 - Módulo de ruído aéreo**

A metodologia usada para o cálculo do ruído aéreo é baseada em diversas variáveis, como a potencia sonora da fonte (em suas respectivas freqüências), a distância entre a fonte e o compartimento receptor, o volume do compartimento, o fator de perda, entre outros.

Na figura 2 abaixo, o ponto A representa a fonte sonora, e o ponto B representa o receptor. Considerando duas situações mostradas na figura 2, na situação 1 não existe obstáculo entre a fonte A e o receptor B, nesse caso o mecanismo de atenuação do ruído é somente a distância entre os pontos A e B. Na situação 2,

barreiras são colocadas entre os pontos A e B, que representam uma maior atenuação do ruído quando comparados com a situação 1, esse aumento do nível de atenuação do ruído entre os pontos A e B é chamado de fator de perda.

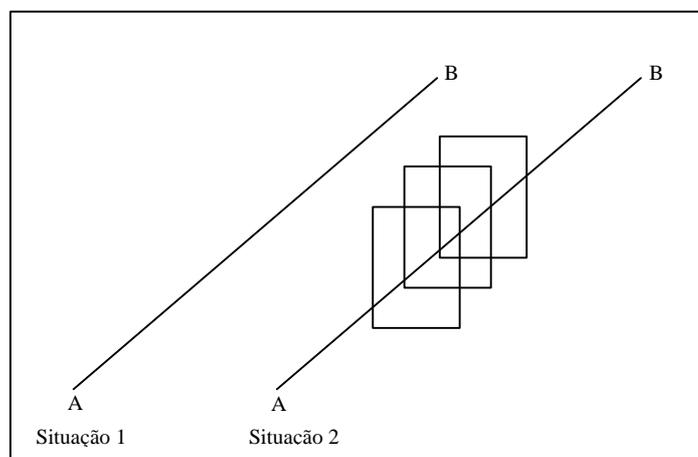


Figura 2 - Fator de perda

Três tipos de fatores governam a magnitude do fator de perda:

- Características físicas das barreiras (espessura, massa)
- Ambiente em que o receptor está alocado (geometria e características de absorção da sala acústica)
- Comportamento da fonte sonora (pressão constante, velocidade-partícula constante ou potencia constante e direcionamento da fonte sonora)

Outro parâmetro muito usado na redução de ruído causado por barreiras (materiais especiais de proteção acústica) é chamado de fator de perda de transmissibilidade.

O fator de perda de transmissibilidade fornecido pelos fabricantes desses materiais nem sempre podem ser usados diretamente nas formulações, pois dependem das propriedades acústicas do compartimento em que foi ensaiado. Normalmente são usados valores tabelados de materiais que passaram por ensaios em condições acústicas apropriadas para seu uso específico.

Resumindo, esse módulo representa o tratamento do ruído puramente aéreo somente com a interferência de barreiras, materiais e geometrias dos compartimentos da unidade.

### **2.4.3 – Módulo de ruído estrutural**

O ruído estrutural é considerado a maior causa de problemas de ruído em unidades offshore, pois consegue se propagar pela estrutura metálica da unidade para dentro dos compartimentos, e muitas vezes a fonte de ruído está em uma longa distância.

A metodologia de cálculo utilizada prioriza a diversificação da energia pelas descontinuidades estruturais do que a distancia entre fonte receptor, pelo motivo de se observar ruídos provenientes de fontes afastadas.

Os três fatores mais importantes que devem ser considerados para a análise do ruído estrutural são:

- Interação entre os equipamentos e a estrutura;
- Transmissão da energia vibracional através da estrutura metálica;
- A interação entre as estruturas vibrantes (chapas, painéis reforçados, costado, entre outros) e o meio (radiação de ruído nos compartimentos e para o meio marinho)

Entre esses três aspectos mencionados acima, o terceiro é o que apresenta os maiores problemas, pois a estrutura é a ligação entre a fonte de ruído e o meio receptor.

O fluxo de energia que caminha pela estrutura é o objetivo do estudo. A energia vibracional transmitida pelos elementos estruturais é dissipada pelo amortecimento, transformada em calor e irradiada por energia sonora, causando muitas vezes altos níveis de vibração e ruído.

A energia vibracional é transmitida pela estrutura por ondas do tipo torcional, longitudinal e fletoras.

Já o ruído irradiado é majoritariamente causado por ondas do tipo flexional, mas isso não quer dizer que a estrutura está com predominância de ondas desse mesmo tipo.

Essa metodologia consiste resumidamente em transformar a energia de entrada, da fonte de ruído ou vibração, em ondas vibracionais que serão amortecidas pela estrutura através das descontinuidades estruturais, e posteriormente transformadas novamente em ruído aéreo por meio da vibração de elementos estruturais do compartimento analisado como receptor.

#### **2.4.4 – Módulo de ruído de VAC**

A determinação do ruído gerado pelo sistema de VAC consiste basicamente em avaliar a diminuição do nível de ruído proveniente das fontes (ventilador) até os ambientes receptores, devido principalmente da perda de transmissão causada pelo sistema de dutos e suas descontinuidades.

No caso de propagação sonora em dutos confinados, é muito importante considerar a direcionalidade do ruído, envolvendo os fenômenos de reflexão, absorção e transmissão sonora.

Os três principais mecanismos de atenuação de ruído podem ser considerados:

- Absorção da energia acústica no interior dos dutos, por câmaras forradas e silenciadores;
- Divisão do ruído e fluxo de ar por ramificações do duto;
- Reflexão sonora da fonte por câmaras forradas, aberturas e outras discontinuidades.

Assim, o cálculo do ruído do sistema de VAC depende do conhecimento da potencia de saída dos ventiladores. O ruído emitido pelas saídas de ar nos compartimentos irá depender da quantidade do ruído atenuado ao longo do duto, pelo tipo de duto, tipo de fluxo de ar, silenciadores, entre outros detalhes. O nível de pressão sonora resultante por fim dependerá das propriedades acústicas do compartimento.

Para os componentes da atenuação do ruído, podem ser considerados:

- Atenuação pelo comprimento do duto: Referindo-se as características específicas do duto, como o material das paredes internas, tipo de construção (liso ou rugoso), a seção do duto (circular ou retangular) e suas dimensões.
- Atenuação por mudança de direção: Quando os dutos mudam de direção por no mínimo 30° a reflexão das ondas sonoras causa um efeito destrutivo nas ondas incidentes, atenuando o nível de ruído.
- Atenuação por ramificações: Devido a divisão de fluxo, o ruído emitido também é dividido, atenuando o valor da fonte a uma das saídas de ar.
- Atenuação por reflexões nas terminações: Nas terminações dos dutos, o ruído encontra uma variação brusca de área, causando uma reflexão se sobrepondo a atenuação da onda incidente, reduzindo as amplitudes de baixa frequência significativamente. Lembrando que esse fenômeno ocorre somente com terminações com uma relação de 3 a 5 vezes menor o diâmetro do duto.

A metodologia geral consiste em calcular a o fator de perda para cada parte específica do duto, e quando são somados os fatores de todos os elementos é conseguido o fator de perda do duto específico. Essa análise é efetuada em frequências em banda de oitava. Deve ser considerado a potencia sonora da fonte e descontada a atenuação total dos dutos.

### 3. MÉTODO PROPOSTO PARA PREDIÇÃO DE RUÍDO

#### 3.1. – JUSTIFICATIVA

Devido a alta complexidade de uma unidade offshore, com centenas de fontes emissoras de ruído, dezenas de compartimentos (receptores) e um arranjo estrutural de grandes dimensões e grande quantidade de pequenos detalhes, o método de predição de ruído escolhido tem algumas vantagens quando comparado com os métodos citados anteriormente.

Essas vantagens pode ser relacionadas com o tempo necessário para alimentar o método com as informações necessárias para se conseguir os resultados e diretamente com a qualidade dos resultados obtidos.

É sabido que métodos numéricos são modelos matemáticos que representam eventos físicos, e que na grande maioria dos casos com resultados muito precisos. Mas para se conseguir essa precisão é necessário que a realidade seja expressa nos mínimos detalhes.

Já modelos semi-empíricos, as formulações foram criadas e calibradas com muitos experimentos, não precisam da quantidade de detalhes e informações comparados com os métodos numéricos para se alimentar o modelo e obter bons resultados, somente é preciso boa qualidade dos dados de entrada. Na realidade é necessário muito menos informações, e atualmente o resultado obtido com esse método é muito próximo do real, o que o torna recomendado.

É possível fazer uma observação levando em conta que para a análise de um modelo simples, de um compartimento e uma fonte emissora de ruído, a análise de modelos numéricos resulta com certeza em respostas mais precisas que modelos semi-empíricos, com um custo de tempo de modelagem e alimentação de dados bem maior para esse estudo. Mas como foi citado anteriormente, seria inviável para estudos de unidades offshore devido sua alta complexidade.

Isso é observado também, pois não existe métodos numéricos computacionais na atualidade que conseguem cobrir e modelar diversas fontes e compartimentos, como no caso de uma unidade offshore, e com certeza é devido a capacidade de processamento e custo de modelagem de um sistema dessa grandeza.

O método semi empírico foi o método proposto para a predição de ruído em unidades offshore e atualmente é uma ótima opção quando se trata de um estudo global da unidade.

## **3.2. – DESCRIÇÃO DO MÉTODO SEMI-EMPÍRICO UTILIZADO E DO MODELO COMPUTACIONAL AS-NOISE**

### **3.2.1 – Geral**

O modelo computacional AS-NOISE, elaborado na COPPE-UFRJ em um ambiente Labview (National), contém uma metodologia semi-empírica como descrito no capítulo anterior.

Os dados de entrada para o modelo são basicamente:

- Características das fontes (equipamentos emissores de ruído ou vibração);
- Características das fundações dos equipamentos;
- Geometria dos compartimentos;
- Características dos painéis estruturais;
- Características do sistema de VAC e localização geométrica no modelo.

O modelo computacional AS-NOISE é usado atualmente em diversos projetos para predição de ruído para novas unidades em fase de concepção, e constantemente atualizado e calibrado para fornecer melhores resultados e facilitar a entrada de dados e visualização dos resultados pelo usuário.

Como descrito no capítulo anterior sobre os métodos semi-empíricos, vamos descrever aqui a metodologia usada pelo AS-NOISE para a predição de ruído em cada módulo.

### **3.2.2 - Módulo de ruído aéreo (AS-NOISE)**

O módulo de ruído aéreo do modelo computacional AS-NOISE tem como objetivo estimar o nível de ruído de um compartimento devido à influência de fontes de ruído externas e internas.

A última etapa para se estimar o nível de ruído de um compartimento é justamente fazer a análise do compartimento como se todas as fontes de ruído fossem internas e posteriormente levando em consideração o ambiente acústico do compartimento uma formulação empírica é utilizada para estimar o nível de ruído do compartimento específico.

No capítulo 3.2.5 (*Integração dos módulos (AS-NOISE)*) serão abordados como fontes internas ao compartimento o ruído estrutural e o ruído do sistema de VAC, e juntamente com as fontes de ruído aéreo internas e as fontes de ruído aéreo externas será feita a união desses quatro fatores levando em consideração o ambiente acústico para a estimativa final do nível de ruído aéreo no compartimento.

Nesse módulo vamos tratar do ruído aéreo externo ao compartimento, que no modelo computacional AS-NOISE é abordado baseado na referência [15].

A metodologia para se estimar a contribuição de ruído de uma fonte externa para um compartimento receptor é baseada simplesmente na distância e nos obstáculos.

A figura 2 exemplifica essa situação, pois o ruído aéreo emitido pela fonte é atenuado por esses dois fatores citados acima. As formulações a seguir mostram a atenuação do ruído aéreo devido ao fator distância e aos obstáculos.

$$TL = L_w - L_p = 20 \log(r) + 11 \text{ dB} \quad (81)$$

A fórmula acima representa a perda de transmissão (TL) devido a distância entre a fonte e o receptor. Onde  $L_w$  é a potência sonora da fonte,  $L_p$  é o nível de pressão sonora do compartimento receptor e  $r$  é a distância entre a fonte e o compartimento receptor.

Para a perda de transmissão devido a inserção de um obstáculo, três tipos de fatores governam a magnitude dessa perda de transmissão:

- Características físicas dos obstáculos (espessura, massa, etc.);
- Comportamento acústico dos obstáculos (absorção, geometria, ...);
- Comportamento da fonte sonora (pressão constante, directividade, etc.).

É assumido um campo difuso hipotético, que quer dizer que a média da pressão sonora é essencialmente uniforme para todas as direções.

Para explicar como se comporta a perda de transmissão devido a inserção de um obstáculo, vamos supor que em um compartimento de dois ambientes diferentes sem nenhum obstáculo entre eles seja medido a intensidade da pressão sonora:

$$p_0^2 = \frac{4r_0 c W}{a_1 + a_2} \quad (82)$$

onde  $p_0$  é a pressão sonora antes da inserção do obstáculo,  $a_1$  e  $a_2$  é a absorção total dos dois ambientes,  $r_0$  é a densidade do ar e  $c$  é a velocidade do som.

Depois de se inserir o obstáculo, a dissipação de energia é diferente para os dois ambientes, onde a formulação a seguir mostra  $p_1^2$  e  $p_2^2$  como a média quadrática da pressão sonora no compartimento fonte e no receptor respectivamente:

$$W = \frac{p_1^2 a_1 + p_2^2 a_2}{4r_0 c} \quad (83)$$

A relação das pressões sonoras para o ambiente difuso é representada por:

$$|p_1|^2 = \frac{a_2}{tS} |p_2|^2 \quad (84)$$

Onde  $t$  é o coeficiente de transmissibilidade. Substituindo as equações (81) e (82) na (83), obtemos:

$$\frac{p_0^2}{p_2^2} = \frac{a_2}{S} \left[ \frac{\left( \frac{tS}{a_2} \right) + \left( \frac{a_1}{a_2} \right)}{1 + \left( \frac{a_1}{a_2} \right)} \right] \quad (85)$$

Assim, o fator de perda de transmissão para potencia constante pode ser representado como:

$$J = 10 \log \frac{p_0^2}{p_2^2} = 10 \log \frac{a_2}{tS} + K \quad (86)$$

Onde  $K$  é o fator de correção para o fator de perda de transmissão quando multiplicado por dez vezes o log do fator.

Observando que quando multiplicamos a equação (84) por 10 vezes o log para os dois lados, obtemos:

$$10 \log p_1^2 - 10 \log p_2^2 = 10 \log \left( \frac{a_2}{S} \right) + 10 \log \left( \frac{1}{t} \right) \quad (87)$$

Escrevendo de outra maneira:

$$L_1 - L_2 = 10 \log \left( \frac{a_2}{S} \right) + TL \quad (88)$$

Onde  $L_1$  é o nível de pressão sonora no ambiente fonte 1 ,  $L_2$  é o nível de pressão sonora no ambiente receptor 2, assim:

$$TL = 10 \log \frac{1}{t} \quad (89)$$

Outro parâmetro muito utilizado para predição de ruído causado por barreiras e obstáculos é o TL (perda de transmissão). Embora apenas a perda de transmissibilidade fornecida pelos fabricantes não seja um fator apropriado para os estudos de predição de ruído, devido a dependência das propriedades acústicas do ambiente, como mostra a equação (88), esse fator é muito utilizado se for proveniente de tabelas obtidas por testes em laboratório com condições acústicas apropriadas.

A tabela a seguir mostra o fator de perda de transmissibilidade para diferentes materiais e configurações:

Material	Frequencia (Hz)							
	kg/m <sup>2</sup>	125	250	500	1000	2000	4000	8000
madeira 19,05mm	9,8	24	22	27	28	25	27	35
madeira 6,35mm	3,4	17	15	20	24	28	27	25
aço 1,25mm	9,8	15	19	31	32	35	48	53
aço 1,50mm	12,2	21	30	34	37	40	47	52
acrílico 6,35mm	7,1	16	17	22	28	33	35	35
acrílico 12,70mm	14,2	21	23	26	32	32	37	37
acrílico 25,40mm	28,3	25	28	32	32	34	46	46
vidro 3,18mm	7,3	11	17	23	25	26	27	28
vidro 6,35mm	14,6	17	23	25	27	28	29	30
vidro duplo 6,35mm / 12,7mm espaçamento		23	24	24	27	28	30	36
vidro duplo 6,35mm / 152,4mm espaçamento		25	28	31	37	40	43	47
concreto	234	29	35	37	43	44	50	55
bloco de concreto	176	33	34	35	38	46	52	55

Tabela 1 – Coeficientes do fator de perda para diferentes materiais

### 3.2.3 – Módulo de ruído estrutural (AS-NOISE)

Baseado na referencia Fischer et al.[15], essa metodologia foi implementada computacionalmente simplificando a predição do ruído estrutural.

Para essa análise podemos dividir em três etapas:

- Especificação das fontes;
- Especificação dos acoplamentos, geometria ;
- Especificação das anteparas e divisórias.

Essas especificações são as informações necessárias para a predição do ruído estrutural por esse modelo semi-empírico, como será visto a seguir.

O modelo computacional AS-NOISE possui um grande banco de dados a respeito dos itens citados acima, mas como citado anteriormente quanto mais fiel for os dados de entrada, melhor o resultado, então se o fabricante fornecer os dados necessários sobre o equipamento ou material estudado, com certeza teremos predições com um menor nível de erro, mas quando isso não é possível, utilizamos dados do bando de dados do AS-NOISE.

### 3.2.3.1 – Níveis de ruído estrutural da fonte

Para fontes de ruído estrutural, os níveis de ruído são dados em termos de níveis de aceleração livre em decibéis em relação à aceleração de  $10^{-3}\text{cm/s}^2$ , definido na equação (90):

$$L_a = 20 \log_{10} a/a_0 \text{ dB re } a_0 \quad (90)$$

Onde:  $L_a$  = nível de aceleração

$a$  = aceleração ( $\text{cm/s}^2$ )

$a_0$  = aceleração de referência

re = referência

dB = decibéis

Quando os níveis de ruído são expressados em termos de velocidade livre em decibéis em relação à velocidade de  $10^{-6} \text{ cm/s}$ , a conversão para níveis de aceleração é feita pela fórmula (91):

$$L_a = L_v + \log(f-44) \text{ dB} \quad (91)$$

Onde:  $L_v$  = nível de velocidade (dB)

$f$  = frequência do centro de banda de oitava (Hz)

As fontes de ruído típicas para ambiente offshore são descritas a seguir :

- Motores Diesel
- Turbinas
- Caixas redutoras
- Bombas
- Compressores de ar
- Motores elétricos e geradores
- Ventiladores
- Caldeiras

Detalhes específicos sobre a formulação para cada tipo de fonte descrito acima se encontra na referência Fischer et al.[15].

### **3.2.3.2 – Caminhos da transmissão**

O ruído estrutural pode ser gerado nas estruturas de uma unidade tanto diretamente pelo acoplamento de equipamentos vibrantes na estrutura, quanto indiretamente através da incidência do ruído aéreo na estrutura da unidade gerando vibração.

Para as fontes que geram ruído estrutural diretamente, os elementos que fazem parte do caminho da transmissão desde a fonte até o ambiente receptor são:

- Acoplamentos
- Fundações
- Estruturas da unidade (anteparas , conveses ...)
- Estruturas da unidade para o ambiente

Para o ruído estrutural gerado indiretamente pelo ruído aéreo, os elementos que fazem parte do caminho de transmissão são:

- Do ambiente para as estruturas da unidade
- Estruturas da unidade
- Das estruturas da unidade para o ambiente

Essa metodologia é baseada na perda de intensidade pela transmissão, ou seja, quanto mais barreiras existirem entre o caminho da fonte ao receptor, mais energia será dissipada e conseqüentemente menos energia sobra para se transformar em ruído aéreo no ambiente receptor.

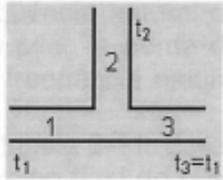
Os fatores de perda de energia na transmissão estrutural podem ser descritos pelos seguintes exemplos reais nas unidades offshore:

- Acoplamentos (Equipamentos-Fundações)
- Fundações (estruturais ou tubulares)
- Área efetiva de instalação da fundação
- Interseção estrutural

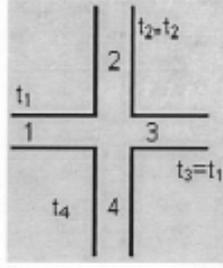
Detalhes específicos da perda de transmissão pelos itens citados acima se encontram na referência Fischer et al.[15].

Para ilustrar, a tabela a seguir mostra a perda de transmissão de ruído estrutural devido a transposição de dois tipos diferentes de descontinuidades estruturais, onde a espessura das chapas é o fator significativo.

Perda de transmissão de ruído estrutural para junções T de chapas de aço ou alumínio de várias espessuras							
Perda de transmissão de vibração STRAIGHT-THROUGH (dB)							
Espessuras dos chapeamentos 1 & 3 (pol.)	Espessuras do chapeamento 2 (pol.)						
		1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	1
	1/4	7	11	15	19	23	29
	3/8	5	7	10	13	16	21
	1/2	5	6	7	9	11	16
	5/8	5	5	6	7	9	12
	3/4	5	5	5	6	7	10
1	4	5	5	5	6	8	

Perda de transmissão de ruído estrutural para junções X de chapas de aço ou alumínio de várias espessuras							
Perda de transmissão de vibração STRAIGHT-THROUGH (dB)							
Espessuras dos chapeamentos 1 & 3 (pol.)	Espessuras do chapeamento 2 & 4 (pol.)						
		1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	1
	1/4	9	15	20	25	22	35
	3/8	6	9	13	17	20	26
	1/2	5	7	10	12	15	20
	5/8	5	6	8	10	12	16
	3/4	5	5	6	8	10	14
1	4	5	5	6	7	10	

Perda de transmissão de ruído estrutural para junções X de chapas de aço ou alumínio de várias espessuras							
Perda de transmissão de vibração RIGHT ANGLE (dB)							
Espessuras dos chapeamentos 1 & 3 (pol.)	Espessuras do chapeamento 2 & 4 (pol.)						
		1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	1
	1/4	9	13	16	20	23	27
	3/8	7	9	12	14	16	21
	1/2	7	8	9	11	13	16
	5/8	8	7	8	9	10	14
	3/4	8	7	8	8	9	12
1	9	8	7	7	8	9	

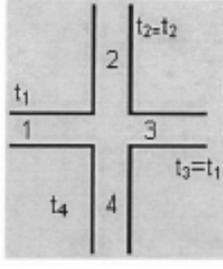


Tabela 2 – Coeficientes de perda de transmissão pelo acoplamento estrutural

Na tabela 2, a expressão “STRAIGHT-THROUGH” significa que a vibração após transpor a descontinuidade manterá o mesmo sentido em que estava caminhando na estrutura, já a expressão “RIGHT-ANGLE” significa que a vibração estrutural no momento de transposição da descontinuidade altera seu sentido em um ângulo reto. Essa diferença representa uma variação significativa no valor da perda de transmissão devido a transposição de descontinuidades estruturais.

### **3.2.3.3 – Interação estrutural-acústica**

O ruído aéreo pode ser utilizado no modelo como dado de entrada (fonte) ou objetivo de predição, com isso, as propriedades da estrutura em absorver ou emitir o ruído aéreo se tornam fundamentais para a análise.

Podemos assim dividir essa relação estrutural-acústica em dois modos. O ruído estrutural sendo transformado para ruído aéreo e o ruído aéreo sendo transformado para ruído estrutural.

### **3.2.3.4 – Ruído estrutural para ruído aéreo**

A potencia sonora radiada por uma estrutura vibrante depende de fatores como a amplitude da vibração estrutural, as dimensões das estruturas vibrantes e detalhes dos movimentos das superfícies das estruturas vibrantes. Serão apresentados os métodos para estimar a função de transferência da vibração estrutural dos painéis para a potencia sonora estrutural.

Normalmente, em um compartimento para o qual estruturas vibrantes geram ruído, as anteparas e conveses desse compartimento possuem basicamente painéis estruturais aproximadamente de mesma dimensão e de mesmos níveis de aceleração. Assim nesse procedimento é calculada primeiramente a função de transferência para um painel típico.

A quantidade  $10 \log (n)$ , onde  $n$  é o número de painéis radiantes na antepara ou convés, é então adicionada à função de transferência de um único painel para então obter a função de transferência para toda a antepara ou convés. Para anteparas ou conveses não acoplados diretamente à fonte de ruído estrutural ou sua fundação, o número efetivo de painéis é obtido pela relação entre a área total da antepara ou convés específico e a área de um painel típico. Para anteparas ou conveses diretamente acoplados aa fonte de ruído estrutural, o número efetivo de painéis é obtido pelos seguintes passos:

- Calcula-se primeiro a área efetiva da fonte ( $A_s$ ), adicionando 3 pés para cada dimensão da área da sombra da fonte. A área de sombra é definida como sendo o contorno da fundação no convés ou na antepara. O conceito de área efetiva e área de sombra é melhor compreendido visualizando a figura 3.

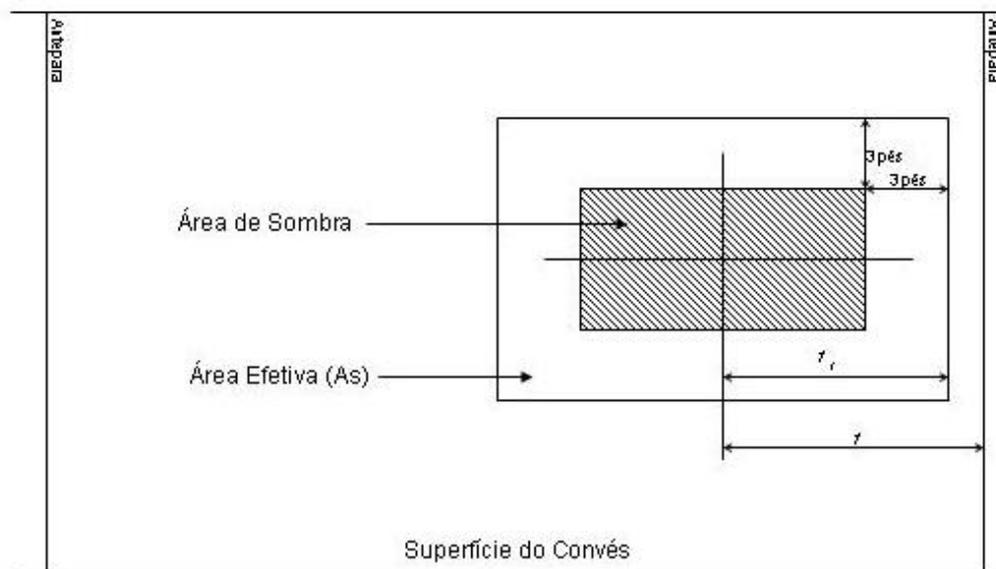


Figura 3 – Área de sombra

- Divide-se ( $A_s$ ) pela área de um painel típico.
- A função de transferência (TF) para uma antepara ou convés é então dado pela equação (92):

$$TF = (L_w - L_a) = 10 \log(A_p) + 10 \log(s_{rad}) + 10 \log(n) - 20 \log(f) + 20 \text{dB} \quad (92)$$

Onde:

- $L_w$  = nível de potencia sonora radiada
- $L_a$  = nível de aceleração de vibração do painel radiante
- $f$  = freqüência do centro de banda de oitava (Hz)
- $A_p$  = área da superfície do painel típico (pés<sup>2</sup>) (1 lado)
- $s_{rad}$  = eficiência de radiação de um painel típico
- $n$  = número efetivo de painéis

O procedimento seguinte pode ser usado para estimar valores de  $10 \log(s_{rad})$  para cada banda de oitava:

- Calcular a freqüência  $f_c$  e o comprimento de onda pelas equações (93) e (94):

$$f_c = 450/h \text{ (Hz)} \quad (93)$$

$$I_c = 2,4 \text{ h (pés)} \quad (94)$$

Onde: h = espessura do painel em polegadas

- Para cada frequência do centro de banda de oitava calcular  $f/f_c$ , onde f é a frequência do centro de banda de oitava em Hz.
- Para  $f/f_c$  maior que 1,25, os valores de  $10 \log(s_{rad})$  são extraídos da figura 4.

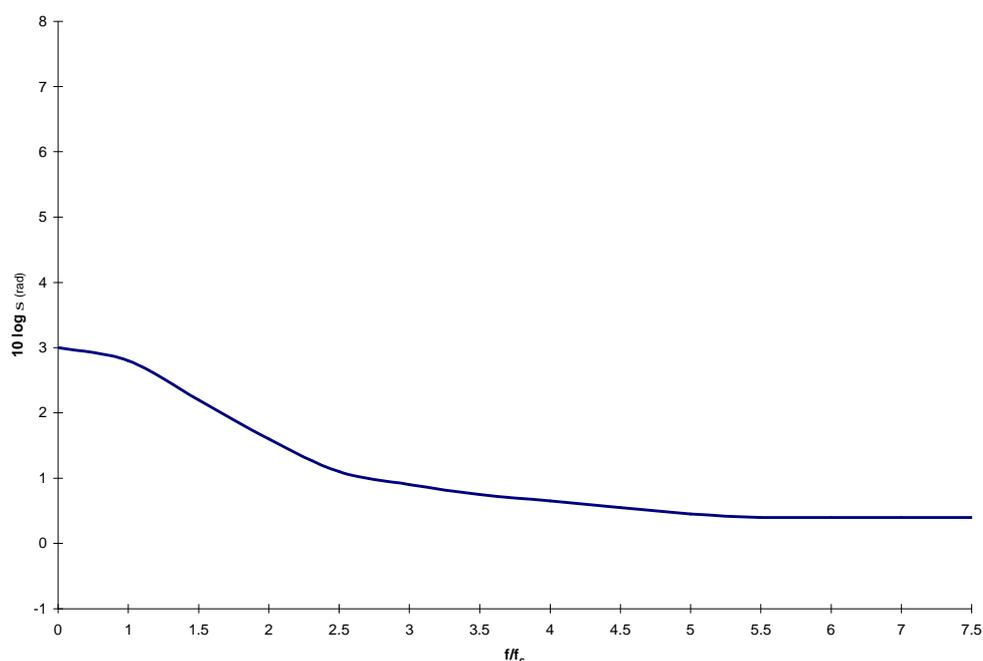


Figura 4 – Gráfico  $10 \log(s_{rad}) \times f/f_c$

- Para  $f/f_c$  entre 0,75 e 1,25, o valor de  $10 \log(s_{rad})$  é 3 dB.
- Para  $f/f_c$  menor que 0,75, o procedimento envolve mais três etapas:
  - Calcular  $P I_c / A_p$  e  $(I_c)^2 / A_p$ , onde  $A_p$  é a área de um painel típico em pés<sup>2</sup> e P é o perímetro do painel em pés.
  - Obter da figura 5 o valor de  $10 \log(s_{rad}^e)$  a partir de  $P I_c / A_p$  e  $f/f_c$ , e obter da figura 6 o valor de  $10 \log(s_{rad}^c)$  para  $(I_c)^2 / A_p$  e  $f/f_c$ . A radiação da borda do painel é representada por  $10 \log(s_{rad}^e)$  e a radiação do canto é representada por  $10 \log(s_{rad}^c)$ .

- Combinar a radiação da borda e do canto conforme adição e subtração de decibéis.

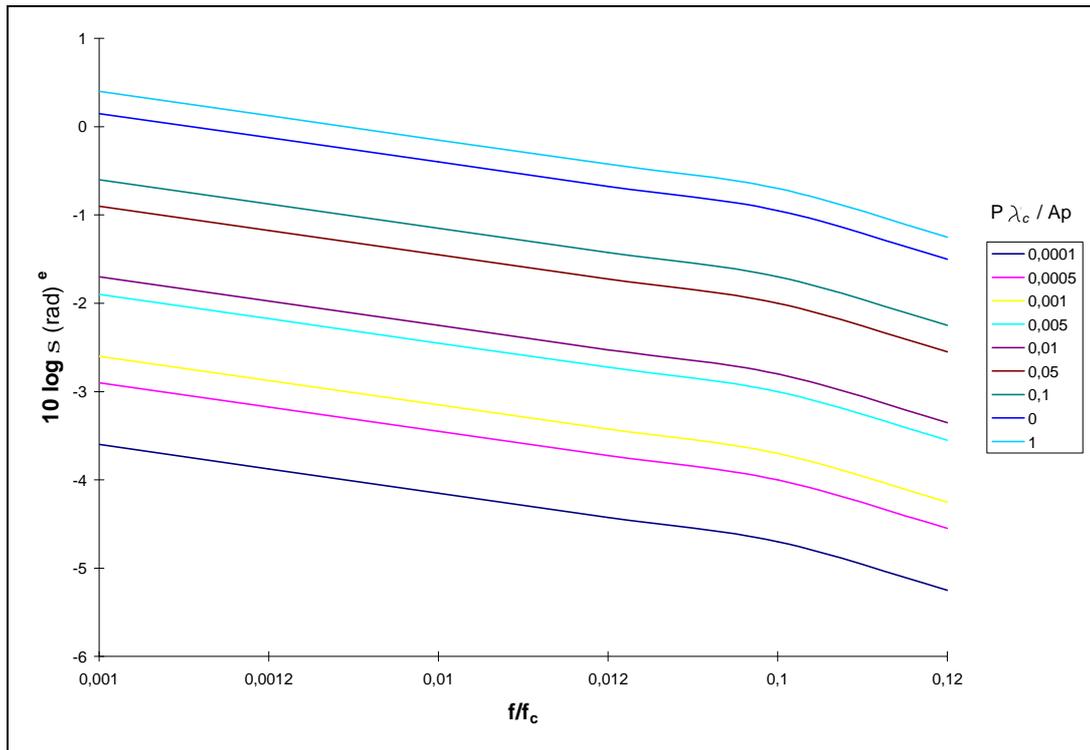


Figura 5 –Gráfico  $10 \log(s_{rad}^e) \times f/f_c$

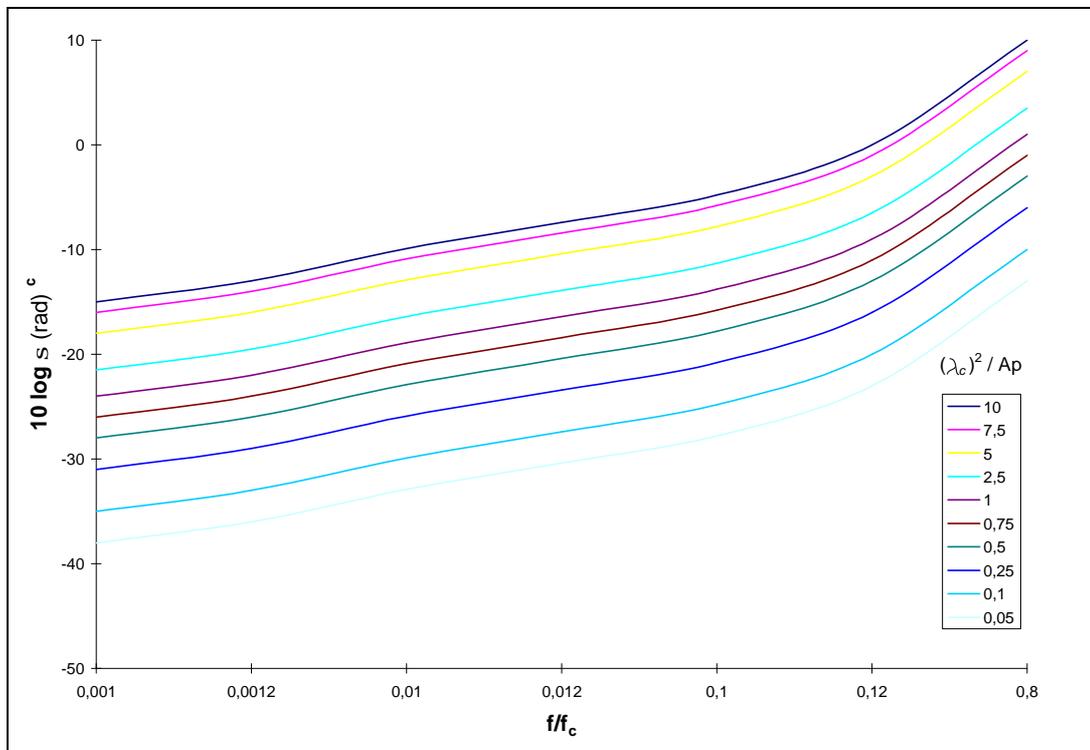


Figura 6 –Gráfico  $10 \log(s_{rad}^c) \times f/f_c$

### 3.2.3.5 – Ruído aéreo para ruído estrutural

O ruído aéreo incidente na estrutura do navio excita a estrutura e faz com que ela vibre. Entretanto, a relação entre os níveis de ruído aéreo incidente na estrutura e os níveis de ruído estrutural gerado pelo ruído aéreo não é o mesmo como na situação inversa. Por exemplo, as funções de transferências dadas na seção interior não mostram a dependência da densidade volumétrica (peso) da estrutura na formulação. Estruturas mais pesadas são menos excitadas pelo ruído aéreo do que estruturas mais leves.

As funções de transferência para estruturas de aço e alumínio são diferentes devido a densidade volumétrica dos dois materiais. Além disso, a carga de líquidos (água ou óleo) na parte molhada da estrutura irá diminuir a resposta da estrutura para o ruído aéreo, por isso as funções de transferência para estruturas secas e molhadas são diferentes.

Para o ruído aéreo incidente numa estrutura de aço “seca”, a função de transferência para cada banda de oitava será o menor valor entre as equações (95) e (96):

$$TF = L_a - L_p = -57 - 50 \log(h) + 20 \log(A_p) + 10 \log(f) + 10 \log(s_{rad}) - 30 \log(a) \text{ dB} \quad (95)$$

$$TF = 0 \quad (96)$$

Onde:

- $L_a$  = nível de aceleração de vibração da estrutura
- $L_p$  = nível de pressão sonora no espaço considerado
- $h$  = espessura do chapeamento da estrutura (polegadas)
- $f$  = frequência do centro de banda de oitava (Hz)
- $A_p$  = área da superfície do painel típico (pés<sup>2</sup>) (1 lado)
- $A$  = razão comprimento/largura do painel (normalmente > 1)

O procedimento para calcular  $10 \log(s_{rad})$  está descrito na seção anterior.

Para o ruído aéreo incidente numa estrutura de alumínio “seca”, a função de transferência será o menor valor entre as equações (97) e (98):

$$TF = L_a - L_p = -45 - 50 \log(h) + 10 \log(A_p) + 10 \log(f) + 10 \log(s_{rad}) - 30 \log(a) \text{ dB} \quad (97)$$

$$TF = 12 \quad (98)$$

Para o ruído aéreo incidente em uma estrutura de aço “molhada”, a função de transferência do ruído aéreo para o ruído estrutural é dado pela equação (99):

$$TF=L_a-L_p=-62-20\text{Log}(h)+10\text{Log}(A_p)+10\text{Log}(f)+10\text{Log}(1+0,7\sqrt{A_p/h}) - 20\text{Log}(a) - 10\text{log}(h+12,8\sqrt{h/f}) \text{ dB} \quad (99)$$

Para o ruído aéreo incidente em uma estrutura de alumínio “molhada”, a função de transferência do ruído aéreo para o ruído estrutural é dado pela equação (100):

$$TF=L_a-L_p=-57-20\text{Log}(h)+10\text{Log}(A_p)+10\text{Log}(f)+10\text{Log}(1+2\sqrt{A_p/h}) - 20\text{Log}(a) - 10\text{log}(h+33,6\sqrt{h/f}) \text{ dB} \quad (100)$$

### **3.2.4 – Módulo de ruído de VAC (AS-NOISE)**

A metodologia para a predição de ruído proveniente do sistema de VAC, como citado no capítulo anterior, é de grande simplicidade. E nesse capítulo agora iremos exemplificar baseado nas tabelas e fórmulas empíricas da referencia ASHRAE [17] as etapas básicas para o entendimento de como o ruído é gerado, transmitido, atenuado e radiado nos compartimentos.

Iremos dividir esse módulo em três etapas diferentes do estudo, que são as fontes emissoras, meios de propagação e para integrar essas duas partes resultados nos compartimentos.

#### **3.2.4.1 – Fontes emissoras**

As fontes emissoras de ruído nos sistemas de VAC são predominantemente representadas por ventiladores ou compressores das unidades de refrigeração.

Dentre esses ventiladores e compressores das unidades de refrigeração, existem modelos diferentes de princípios de funcionamento, e assim para se estimar o nível de emissão de ruído para o equipamento específico é recomendado se utilizar das informações do fabricante sobre o nível de emissão de ruído pelo ponto de operação,

dados em que são encontrados nos bancos de dados do modelo computacional AS-NOISE para alguns modelos mais utilizados no mercado.

### 3.2.4.2 – meios de propagação

Baseado em diversos experimentos, foi possível a montagem de tabelas com a relação da diminuição do nível de ruído com materiais, descontinuidades e características específicas dos dutos por onde passa o fluxo de ar confinado.

Devido a diversos princípios, o nível de ruído pode ser diminuído ao longo do duto. Não convém fazer esse estudo de mecânica dos fluidos agora, mais abaixo serão apresentadas tabelas com os fatores de perda do nível de ruído para diversos detalhes construtivos do sistema de VAC.

Atenuação do som em dutos lineares retangulares metálicos					
Dimensão	P/A	Atenuação (dB/m)			
		Frequência em Banda de oitavas (Hz)			
mm x mm	1/mm	63	125	250	>250
150 x 150	0,26	0,98	0,66	0,33	0,33
305 x 305	0,13	1,15	0,66	0,33	0,2
305 x 610	0,1	1,31	0,66	0,33	0,16
610 x 610	0,07	0,82	0,66	0,33	0,1
1220 x 1220	0,03	0,49	0,33	0,23	0,07
1830 x 1830	0,02	0,33	0,33	0,16	0,07

Tabela 3 – Coeficientes de perda sonora por comprimento em um duto retangular

Atenuação do som em descontinuidades nos dutos de VAC - potencial melhoria em baixa frequências.			
Configuração da descontinuidade para um duto retangular de 3660mm	Atenuação (dB) para Baixas Frequências (Hz)		
	63	125	250
Curva retangular sem aletas direcionais	0	0	0
Curva retangular com aletas direcionais uni-dimensionais	0	1	1
Curva retangular com aletas direcionais bi-dimensionais	0	1	1
Curva retangular revestida de espuma isolante	4	3	5
Curva retangular revestida de fibra de vidro e uma camada de gesso de 16mm	4	7	6
Curva retangular revestida de fibra de vidro e duas camadas de gesso de 16mm	7	9	9
Pleno retangular com três saídas retangulares	1	2	4
Pleno retangular com uma saída circular	8	10	6
Pleno retangular com três saídas circulares	11	14	8
Mudança de duto - retangular para circular com diâmetro de 940mm	15	17	10

Tabela 4 – Coeficientes de perda sonora por descontinuidades nos dutos de VAC

### 3.2.4.3 – Resultados nas saídas de VAC dentro dos compartimentos

O nível de ruído resultante nas saídas de VAC dentro dos compartimentos podem ser estimadas por uma conta simples de soma logarítmica, onde primeiramente é estimado o nível de ruído da fonte para cada freqüência, depois para cada detalhe construtivo como visto no item anterior é subtraído o fator de perda específico, e depois de se percorrer todo o caminho entre a fonte e o orifício de saída para o compartimento estudado e subtraindo todos as perdas que ocorreram por esse caminho é estimado finalmente o nível de ruído de saída para cada freqüência.

### 3.2.5 – Integração dos módulos (AS-NOISE)

A colaboração de todas as fontes de ruído são levadas em consideração nesse módulo.

Uma soma logarítmica do nível de potencia sonora proveniente do ruído aéreo externo, ruído de VAC, das fontes internas e do ruído estrutural formam a potencia sonora total.

Para se estimar o nível de pressão sonora do compartimento específico o ambiente acústico é levado em consideração, como mostra a formulação abaixo:

$$L_p = L_w - 10 \log R + 16 \text{dB re } 2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2 \quad (101)$$

Onde:  $L_p$  = nível de pressão sonora em dB re  $2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$   
 $L_w$  = nível de potencia sonora total em dB re  $10^{-12} \text{ W}$   
 $R$  = constante do compartimento (pés<sup>2</sup>)

O fator R agora é quem diferencia o ambiente acústico de um compartimento para o outro, R representa a somatória de todas as superfícies que limitam o compartimento multiplicada pelo coeficiente de absorção de Sabine (a):

$$R = \sum S_i a_i \quad (102)$$

Onde:  $S$  = área de cada superfície  
 $a$  = Coeficiente de Sabine para cada superfície

A tabela a seguir mostra os coeficientes de Sabine para diversos materiais, diferenciando para cada banda de oitava.

<b>Coeficientes de Sabine</b>						
<b>Materiais</b>	<b>Frequência (Hz)</b>					
	125	250	500	1000	2000	4000
<b>Materiais Acústicos</b>						
Fibra de vidro 25,4mm	0,07	0,23	0,48	0,83	0,88	0,8
Fibra de vidro 50,8mm	0,2	0,55	0,89	0,97	0,83	0,79
Fibra de vidro 101,6mm	0,39	0,91	0,99	0,97	0,94	0,89
Espuma de poliuretano 6,35mm	0,05	0,07	0,1	0,2	0,45	0,81
Espuma de poliuretano 12,7mm	0,05	0,12	0,25	0,57	0,89	0,98
Espuma de poliuretano 25,4mm	0,14	0,3	0,63	0,91	0,98	0,91
Espuma de poliuretano 50,8mm	0,35	0,51	0,82	0,98	0,97	0,95
Feltro 12,7mm	0,05	0,07	0,29	0,63	0,83	0,87
Feltro 25,4mm	0,06	0,31	0,8	0,88	0,87	0,87
Teto de fibra mineral	0,18	0,45	0,81	0,97	0,93	0,82
Carpete	0,02	0,06	0,14	0,37	0,6	0,65
<b>Materiais de Construção</b>						
Bloco de concreto	0,1	0,05	0,06	0,07	0,09	0,08
Concreto	0,01	0,01	0,015	0,02	0,02	0,02
Madeira	0,15	0,11	0,1	0,07	0,06	0,07
Vidro	0,35	0,25	0,18	0,12	0,08	0,04
Gesso	0,29	0,1	0,05	0,04	0,07	0,09

Tabela 5 – Coeficientes de Sabine.

## 4. EXEMPLOS PRÁTICOS

Como exemplo de utilização da metodologia semi-empírica para a predição de ruído em unidades offshore, três unidades em operação foram analisadas pelo modelo computacional AS-NOISE e os resultados calculados foram comparados com o mapa de ruído real das unidades em operação, que foram fornecidos pelas respectivas operadoras.

As figuras abaixo mostram algumas concepções de unidades offshore, e é claramente visível a complexidade para se efetuar um estudo do ruído para as mesmas. Pode-se citar suas grandes dimensões, a quantidade de equipamentos e compartimentos, e a complexidade estrutural.

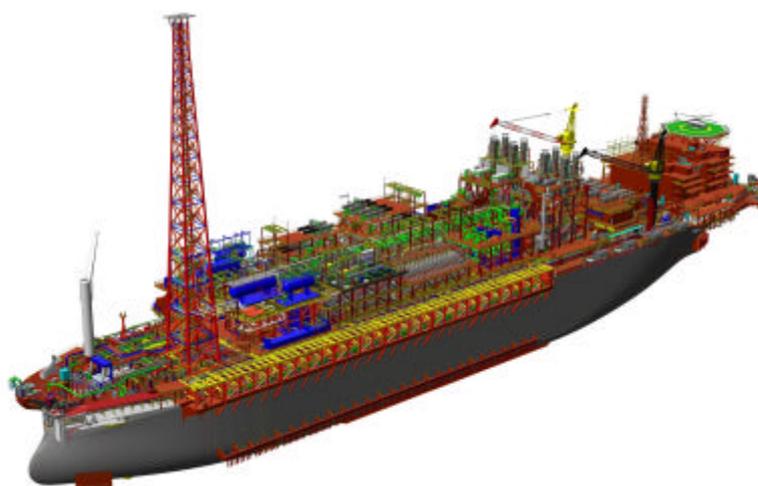


Figura 7 – Plataforma de produção tipo FPSO



Figura 8 – Plataforma de perfuração tipo Semi-submersível



Figura 9 – Plataforma de produção tipo SPAR



Figura 10 – Plataforma de produção tipo Semi-submersível

Devido ao caráter confidencial, os nomes das unidades estudadas não puderam ser revelados, pois as empresas que forneceram os dados técnicos operacionais e de projeto, por razões de política interna, não autorizam essa divulgação.

Assim, identificaremos as três unidades estudadas de unidade A (FPSO), unidade B (Semi-Submersível) e unidade C (FPSO). Todos os três projetos oriundos do fim da década de 1990.

## 4.1. – ANÁLISE COMPUTACIONAL

### 4.1.1. – Dados de entrada

Todos dados de entrada são adicionados pelas interfaces específicas do programa AS-noise, como é observado nas figuras abaixo:

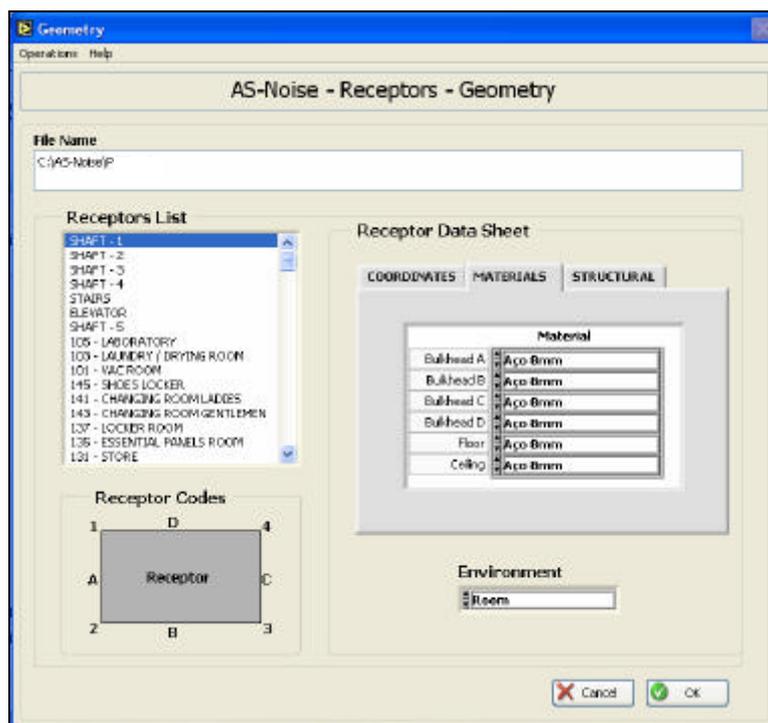


Figura 11 – AS-NOISE: Geometria e materiais de isolamento.

Para modelar os compartimentos da unidade estudada são necessários os dados das coordenadas, espessura e materiais de isolamento das anteparas de cada compartimento. A figura 11 representa a interface visual do programa onde algumas características dos compartimentos citadas acima podem ser visualizadas.

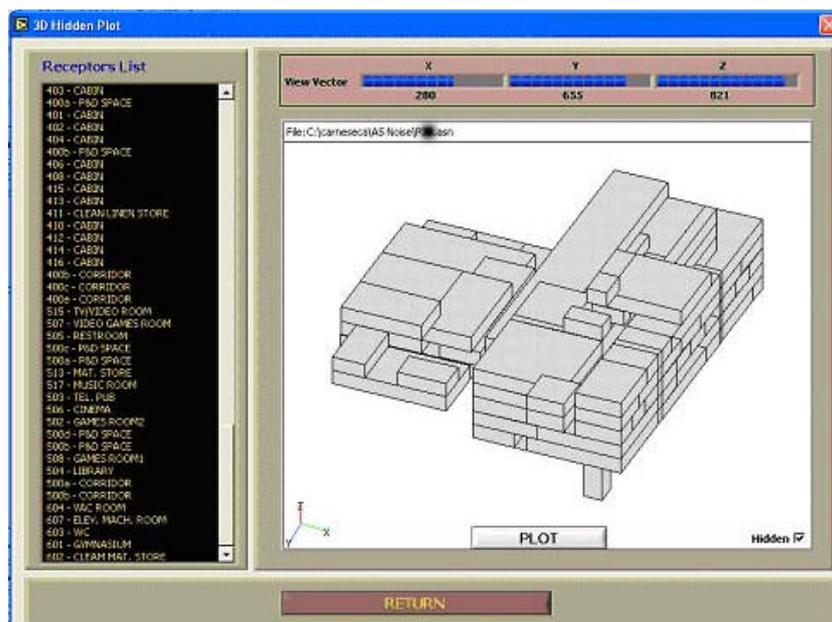


Figura 12 – AS-NOISE: Vista 3D do modelo.

Para confirmar se as coordenadas dos compartimentos foram modeladas corretamente, é possível escolher os compartimentos a serem visualizados na interface visual do programa representado na figura 12.

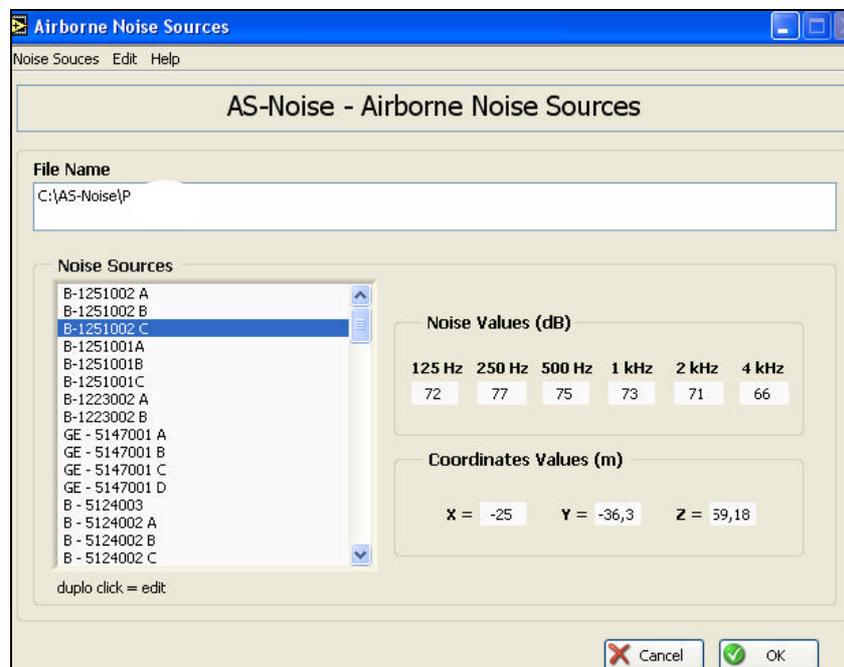


Figura 13 – AS-NOISE: Coordenadas das fontes sonoras.

Para modelar as fontes de ruído aéreo da unidade estudada são necessários os dados das coordenadas de posicionamento das mesmas na unidade e de seus respectivos níveis de ruído em banda de oitava. A figura 13 representa interface visual do

programa onde todas as características das fontes citadas acima podem ser visualizadas.

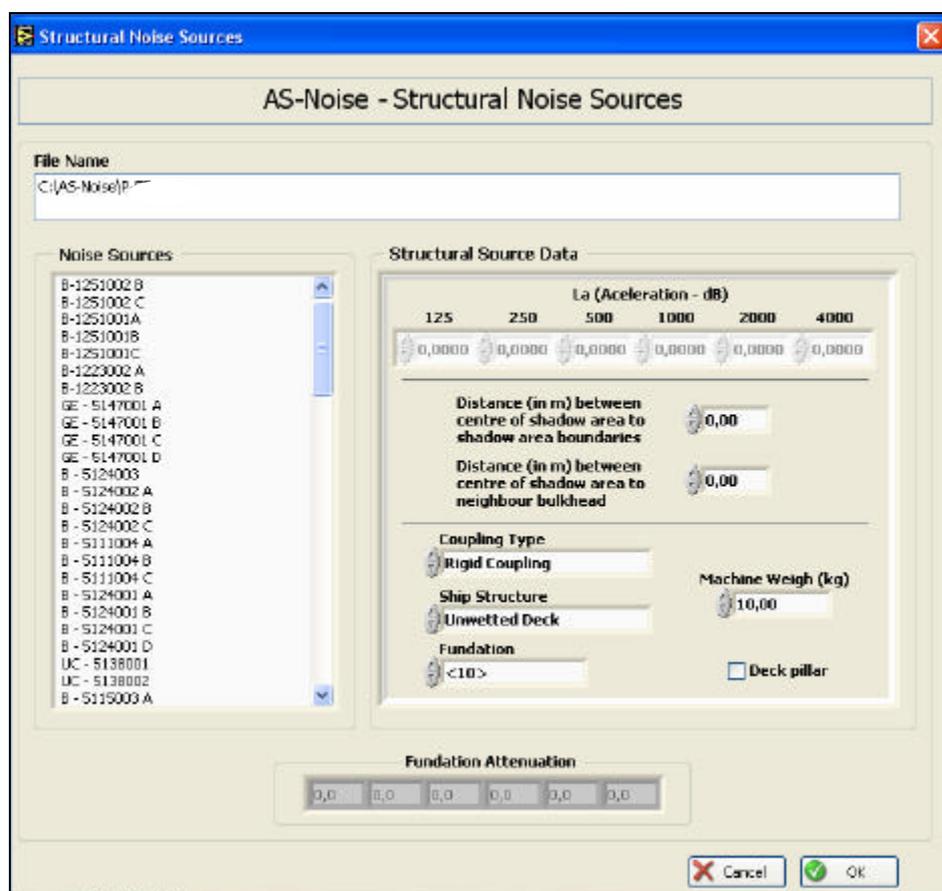


Figura 14 – AS-NOISE: Fontes de vibração estrutural.

Para modelar as fontes de ruído estrutural da unidade estudada são necessários os níveis de vibração estrutural em banda de oitava de cada fonte, o tipo de acoplamento entre a fonte e a estrutura, o peso do equipamento, entre outros. A figura 14 representa interface visual do programa onde todas as características das fontes citadas acima podem ser visualizadas.

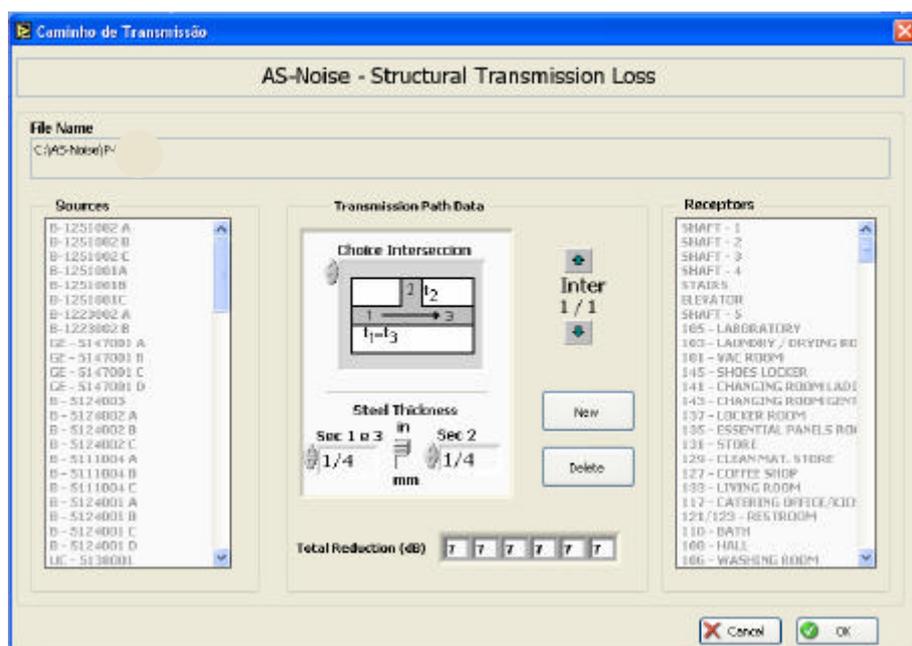


Figura 15 – AS-NOISE: Caminho estrutural.

Para modelar a perda de transmissão do ruído estrutural entre as fontes e seus compartimentos mais próximos, é necessário identificar todas as descontinuidades estruturais encontradas nesse caminho. A figura 15 representa interface visual do programa onde todas as características citadas acima podem ser visualizadas.

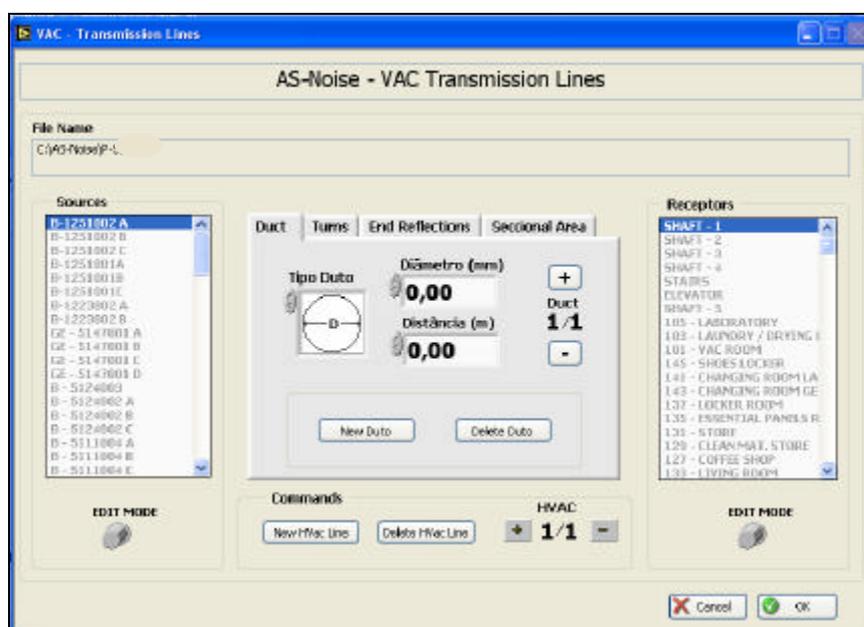


Figura 16 – AS-NOISE: Sistema de VAC.

Para modelar o ruído proveniente do sistema de ventilação e ar condicionado, são identificados a fonte e o receptor de cada trecho do sistema, e todas as características

dos dutos e suas descontinuidades devem ser inseridas no programa . A figura 16 representa interface visual do programa onde todas as características citadas acima podem ser visualizadas.

#### 4.1.2. – Respostas

Depois de inseridos todos os dados de entrada necessários, a interface de saída pode ser tanto visual, como mostra a figura abaixo, como numérico.

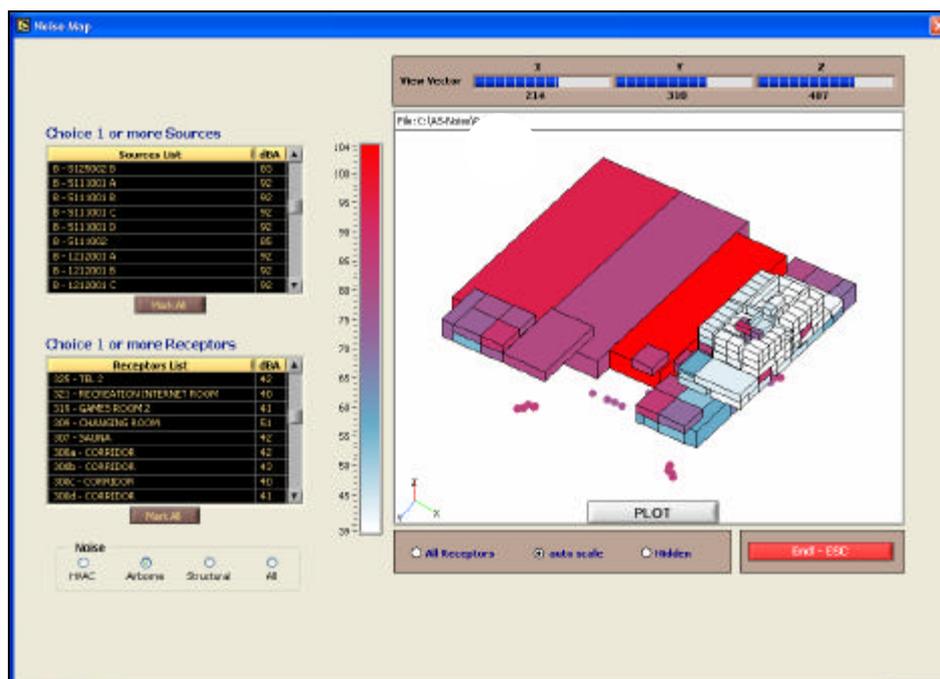


Figura 17 – AS-NOISE: Níveis de ruído global de uma unidade tipo semi-submersível de produção.

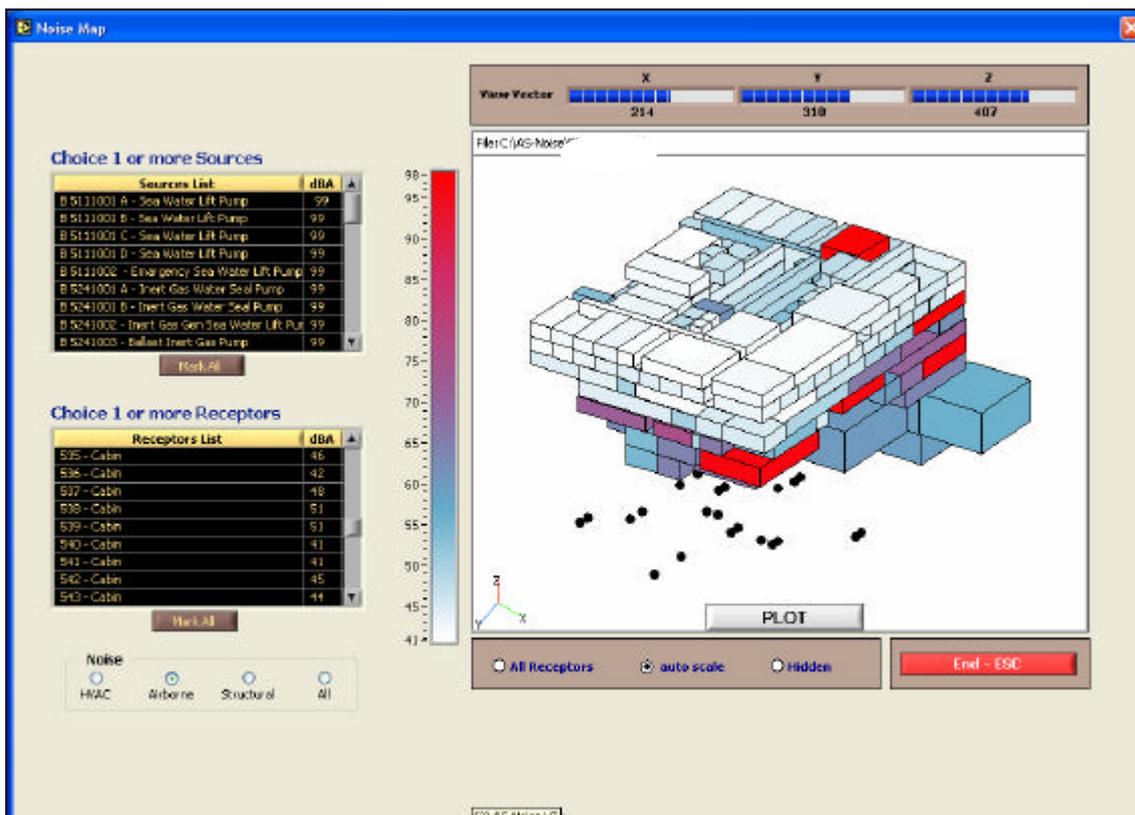


Figura 18 – AS-NOISE: Níveis de ruído global de uma unidade tipo FPSO

Além de fornecer os resultados provenientes da predição do ruído em toda a unidade em forma de uma tabela (numérico), o programa dispõe de uma interface gráfica em três dimensões onde os níveis de ruído em cada compartimento podem ser visualizados em forma de cores.

As figuras 17 e 18 representam a interface visual citada acima, onde a escala de cores relacionada com o respectivo nível de ruído no centro da interface serve de referência para o entendimento da coloração de cada compartimento.

Essa interface tem o objetivo de analisar com uma maior abrangência e simplicidade o comportamento da distribuição dos níveis de ruído resultantes do estudo em toda unidade, comparado com a interpretação em uma tabela de nomes de compartimentos e seus respectivos valores de níveis de ruído.

### 4.1.3. – Comparação

As tabelas mostradas a seguir mostram a comparação entre os níveis de ruído global proveniente do calculo semi-empírico (As-noise) com os níveis de ruído que foram medidos a bordo para um dia normal de operação, em cada unidade.

COMPARTIMENTOS - UNIDADE A	NÍVEL DE RUÍDO EM dB(A)			
	MEDIÇÃO	PREDIÇÃO	DESVIO	MÁXIMO ADMISSÍVEL
123 - BATERIA DE CO <sub>2</sub>	86	68,2	-17,8	85
121 - GÁS INERTE	85	87,2	2,2	85
126 - TANQUE DE ESPUMA	74	70,1	-3,9	85
120 - OFICINA DE INSTRUMENTAÇÃO	68	61,5	-6,5	70
800 - PRAÇA DE MÁQUINAS	86	87,4	1,4	85
119 - UNIDADE HIDRÁULICA	78	87,9	9,9	85
117 - SALA DE TELECOMUNICAÇÕES	52	65,2	13,2	65
103 - SALA DE CONTROLE CENTRAL	71	54,6	-16,4	55
104 - SALA DE REUNIÃO	57	57,1	0,1	50
106 - SALA DE CAFÉ	60	54,3	-5,7	50
114 - VESTIÁRIO	64	57,9	-6,1	60
217 - SALA DE CARGA DAS BATERIAS	80	60,4	-19,6	85
215 - SALA DE TREINAMENTO	62	63,5	1,5	50
218 - SALA DO GERADOR DIESEL DE EMERGÊNCIA	71	63,1	-7,9	92
213 - COZINHA	72	68,6	-3,4	70
203 - REFEITÓRIO	64	49,9	-14,1	65
ÁREA DA COZINHA	61	67,8	6,8	70
201 - RECEPÇÃO	51	51,9	0,9	50
202 - HOSPITAL E SALA DE TRATAMENTO	51	49,8	-1,2	40
216 - DESPENSA	61	54,9	-6,1	70
214 - SALA DOS REFRIGERADORES	68	54,2	-13,8	70
204 - BIBLIOTECA	50	48,9	-1,1	50
333 - SALA DE BATERIAS	73	60,1	-12,9	85
218 - SALA DO GERADOR DE EMERGÊNCIA	74	59,2	-14,8	92
330 - SALA DE PAINÉIS DO GERADOR DE EMERGENCIA	68	55,6	-12,4	75
331 - SALA DE VAC	82	74,1	-7,9	90
329 - CABINE	50	53,2	3,2	45
327 - CABINE	50	55,2	5,2	45
325 - CABINE	50	55,3	5,3	45
323 - CABINE	50	55,5	5,5	45
322 - CABINE	50	56,3	6,3	45
324 - CABINE	50	55,8	5,8	45
326 - CABINE	50	54,4	4,4	45
328 - CABINE	50	52,3	2,3	45
321 - CABINE	50	51	1	45
319 - CABINE	50	50,7	0,7	45
311 - CABINE	50	53,8	3,8	45
312 - CABINE	50	53,8	3,8	45

COMPARTIMENTOS - UNIDADE A	NÍVEL DE RUÍDO EM dB(A)			
	MEDIÇÃO	PREDIÇÃO	DESVIO	MAXIMO ADMISSÍVEL
316 - CABINE	50	53	3	45
318 - CABINE	50	52	2	45
320 - CABINE	50	51,3	1,3	45
309 - CABINE	50	49,2	-0,8	45
307 - CABINE	50	49,6	-0,4	45
305 - CABINE	50	50,1	0,1	45
303 - CABINE	50	50,1	0,1	45
301 - CABINE	50	50,3	0,3	45
302 - CABINE	50	50,4	0,4	45
304 - CABINE	50	50,2	0,2	45
306 - CABINE	50	49,9	-0,1	45
308 - CABINE	50	49,7	-0,3	45
310 - CABINE	50	48,8	-1,2	45
421 - CABINE	62	52,5	-9,5	45
419 - CABINE	62	53,8	-8,2	45
417 - CABINE	62	55,9	-6,1	45
418 - CABINE	62	56,8	-5,2	45
420 - CABINE	62	56	-6	45
422 - CABINE	62	52,8	-9,2	45
424 - CABINE	62	51,2	-10,8	45
405 - CABINE	56	46,9	-9,1	45
403 - CABINE	56	48,1	-7,9	45
400a - ESPAÇO DE DUTOS	58	53,1	-4,9	70
401 - CABINE	58	49,1	-8,9	45
402 - CABINE	58	49,8	-8,2	45
404 - CABINE	58	49,4	-8,6	45
406 - CABINE	58	48,5	-9,5	45
408 - CABINE	58	47,3	-10,7	45
415 - CABINE	58	49,8	-8,2	45
413 - CABINE	58	50,4	-7,6	45
410 - CABINE	58	54,8	-3,2	45
412 - CABINE	58	53,9	-4,1	45
414 - CABINE	58	50,4	-7,6	45
416 - CABINE	58	49,7	-8,3	45
515 - SALA DE VÍDEO E TV	50	47,7	-2,3	50
507 - SALA DE JOGOS ELETRÔNICOS	50	46,6	-3,4	50
517 - SALA DE MÚSICA	50	56,4	6,4	50
506 - CINEMA	50	56,8	6,8	50
502 - SALA DE JOGOS 1	50	47,1	-2,9	50
508 - SALA DE JOGOS 2	50	47,6	-2,4	50
504 - BIBLIOTECA	50	46,4	-3,6	50
604 - SALA DE VAC	80	91,2	11,2	90
607 - SALA DE MÁQUINAS DO ELEVADOR	67	54,4	-12,6	85
601 - GINÁSIO	53	48,7	-4,3	60

Tabela 6 – Tabela comparativa dos níveis de ruído medidos com resultados do AS-Noise para a unidade A

COMPARTIMENTOS - UNIDADE B	NÍVEL DE RUÍDO EM dB(A)			
	MEDIÇÃO	PREDIÇÃO	DESVIO	MÁXIMO ADMISSÍVEL
401 - SAUNA	60	53,8	6,2	60
403 - SALA DE TREINAMENTO	58	62	-4	50
400B - BANHEIRO	57	61,3	-4,3	45
300 - SALA DE CARGA DE BATERIA	84	65	19	85
300A - SALA DE PAÍNEIS DOS TRANSFORMADORES	80	77,2	2,8	75
300 - SALA DE VAC	80	73,9	6,1	90
300 - SALA DE BATERIA	79	62,8	16,2	85
300B - SALA DE PAÍNEIS DOS TRANSFORMADORES	80	75,1	4,9	75
326 - SALA DE LEITURA	47	67,2	-20,2	50
327 - CABINE	49	62,7	-13,7	45
328 - CABINE	49	61,3	-12,3	45
330 - CABINE	49	60,8	-11,8	45
331 - CABINE	49	58,4	-9,4	45
332 - CABINE	49	58,8	-9,8	45
333 - CABINE	49	58,9	-9,9	45
334 - CABINE	49	59,9	-10,9	45
335 - CABINE	49	58,9	-9,9	45
336 - CABINE	49	58,2	-9,2	45
337 - CABINE	49	58,2	-9,2	45
325 - CABINE	47	63,6	-16,6	45
323 - CABINE	47	59,7	-12,7	45
320 - CABINE	47	52	-5	45
319 - CABINE	47	50,9	-3,9	45
318 - CABINE	47	50,7	-3,7	45
317 - CABINE	47	49,6	-2,6	45
316 - CABINE	47	50,1	-3,1	45
315 - CABINE	47	51,3	-4,3	45
314 - CABINE	47	49,3	-2,3	45
313 - CABINE	47	49,5	-2,5	45
321 - DEPÓSITO DE MATERIAIS DE LIMPEZA	48	58,3	-10,3	70
322 - DESPENSA	48	58,3	-10,3	70
301 - CABINE	48	57,7	-9,7	45
302 - CABINE	48	55	-7	45
303 - CABINE	48	51,6	-3,6	45
304 - CABINE	48	49,8	-1,8	45
305 - CABINE	48	48,7	-0,7	45
306 - CABINE	48	50,6	-2,6	45
307 - CABINE	48	47,6	0,4	45
308 - CABINE	48	46,6	1,4	45
309 - CABINE	48	47,5	0,5	45
310 - CABINE	47	46,2	0,8	45
311 - CABINE	47	46	1	45
312 - CABINE	47	46,3	0,7	45
200A- SALA DE CONTROLE CENTRAL	63	79	-16	55
200B- SALA DE CONTROLE CENTRAL	63	73,6	-10,6	55
202 - SALA DE RÁDIO E TELECOMUNICAÇÕES	77	60,1	16,9	65
230 - BIBLIOTECA	63	67,5	-4,5	50
229 - ESCRITÓRIO	68	63,6	4,4	55

COMPARTIMENTOS - UNIDADE B	NÍVEL DE RÚIDO EM dB(A)			
	MEDIÇÃO	PREDIÇÃO	DESVIO	MÁXIMO ADMISSÍVEL
203 - ESCRITÓRIO DO COMANDANTE	63	56,8	6,2	55
204 - ESCRITÓRIO DA EQUIPE DE SEGURANÇA	70	55,2	14,8	55
205 - ESCRITÓRIO DA EQUIPE DE OPERAÇÃO	68	54,3	13,7	55
206 - ESCRITÓRIO	59	53,3	5,7	55
207 - SALA DE EREUNIÃO	59	52,3	6,7	50
208 - REFEITÓRIO	68	49,7	18,3	65
214A - COZINHA	73	67,8	5,2	70
214B - COZINHA	73	66,1	6,9	70
215 - SALA DE VAC	69	83	-14	90
219 - VESTIÁRIO	69	58	11	60
225 - SALA DE TRATAMENTO	55	67	-12	40
100 - SALA DE PAINÉIS ELÉTRICOS	75	74,7	0,3	75
100 - SALA DE VAC	71	75	-4	90
L005 - OFICINA DE INSTRUMENTAÇÃO	65	89,5	-24,5	70
L006 - OFICINA ELÉTRICA	67	89,9	-22,9	70
101 - CINEMA	55	58,5	-3,5	50
102 - SALA DE TV E VÍDEO	50	56,7	-6,7	50
112 - GINASIO	60	57,9	2,1	60
L011 - LABORATORIO	73	75,2	-2,2	55
L014 - LAVANDERIA	78	80,8	-2,8	65
105 - CABINE	43	54,3	-11,3	45
106 - CABINE	45	53,7	-8,7	45
107 - CABINE	45	52,9	-7,9	45
108 - CABINE	45	53,1	-8,1	45
111 - SALA DE JOGOS 1	66	69,5	-3,5	50

Tabela 7 – Tabela comparativa dos níveis de ruído medidos com resultados do AS-Noise para a unidade B

COMPARTIMENTOS - UNIDADE B	NÍVEL DE RUÍDO EM dB(A)			
	MEDIÇÃO	PREDIÇÃO	DESVIO	MÁXIMO ADMISSÍVEL
116 - ESCRITÓRIO	63.5	64,7	1,2	55
113 - OFICINA MECÂNICA	74.3	57,3	17	70
121 - SALA DE SOLDA	82.3	60,2	22,1	70
117 - OFICINA MECÂNICA	76.9	63,3	13,6	70
209 - VESTIÁRIO	65	58,8	6,2	60
339 - REFEITÓRIO	60.4	46,1	14,3	65
308 - COZINHA	63.8	59,5	4,3	70
316 - SALA DOS REFRIGERADORES	68.4	59,1	9,3	70
323 - CORREDOR	66.3	49	14,3	55
335 - ESCRITÓRIO	57	46,6	10,4	55
333 - SALA DE LEITURA	68.5	50,1	18,4	50
304 - SALA DE CONTROLE CENTRAL	57.8	43,4	14,4	55
302 - SALA DE CONTROLE CENTRAL	59	47,5	11,5	55
319 - ESCRITÓRIO	59.5	45	14,5	55
317 - ESCRITÓRIO	53.5	43,7	9,8	55
315 - ESCRITÓRIO	51.1	43,7	7,4	55
321 - ESCRITÓRIO DO SUPERVISOR	53.5	42,3	11,2	55
3. PAVIMENTO – (9) CABINES	47.8 ~ 55.0	43,8 ~ 45,0	4,0 ~ 10,0	45
3. PAVIMENTO – (7) ESCRITÓRIOS	52.9 ~ 59.8	43,0 ~ 45,7	9,9 ~ 13,7	55
400 - CORREDOR	57.8	47,9	10,1	55
404 - SALA DE TELECOMUNICAÇÕES	62.7	43,8	18,9	65
4. PAVIMENTO – (6) CABINES	48.1 ~ 51.1	42,9 ~ 44,6	5,2 ~ 6,5	45
508 - CINEMA	52	41,9	10,1	50
4. PAVIMENTO – (5) SALAS DE JOGOS	52.5 ~ 58.6	42,1 ~ 47,1	10,4 ~ 11,5	50
4. PAVIMENTO – CORREDOR	52.2	47,3	4,9	55
5. PAVIMENTO – (5) CABINES	47.1 ~ 52.4	42,1 ~ 45,7	5,0 ~ 6,7	45
712 - SALA DE TREINAMENTO	56.4	40,4	16	50
715 - RECEPÇÃO	55.6	41,1	14,5	50
713 - VESTIÁRIO	62.5	58,4	4,1	60
719 - SALA DE RELAXAMENTO	64.7	50,1	14,6	50
700 - CORREDOR	57.1	54,9	2,2	55
704 - RECEPÇÃO	54	44,3	9,7	50
706 - SALA DE TRATAMENTO	52.3	42,7	9,6	40
708 - HOSPITAL	49.2	42	7,2	40

Tabela 8 – Tabela comparativa dos níveis de ruído medidos com resultados do AS-Noise para a unidade C

#### 4.1.4. – ANÁLISE COMPARATIVA DA PREDIÇÃO E MEDIÇÃO DOS NÍVEIS DE RUÍDO EM AMBIENTES SEMELHANTES NAS UNIDADES A, B e C.

As unidades A, B e C representam três unidades recentes, e iremos comparar os níveis médios de ruído em seus compartimentos de utilização semelhantes.

COMPARTIMENTOS	UNIDADES		
	A	B	C
OFICINA DE INSTRUMENTAÇÃO	68	65	-
SALA DE TELECOMUNICAÇÕES	52	77	63
SALA DE CONTROLE CENTRAL	71	63	59
SALA DE REUNIÃO	57	59	-
VESTIÁRIO	64	69	65
SALA DE CARGA DAS BATERIAS	80	84	-
SALA DE TREINAMENTO	62	58	56
COZINHA	72	73	64
RESTAURANTE	64	68	60
RECEPÇÃO	51	-	54
HOSPITAL E SALA DE TRATAMENTO	51	55	52
SALA DOS REFRIGERADORES	68	-	68
BIBLIOTECA	50	63	-
SALA DE BATERIAS	73	79	-
SALA DE VAC	82	80	-
CABINES	50~62	43~49	47~55
SALA DE JOGOS ELETRÔNICOS	50	66	58
CINEMA	50	55	52
GINÁSIO	53	60	-
ESCRITÓRIOS	-	59~70	51~63
<b>RESUMO</b>			
LOCAL DE MÁQUINAS	78~86	65~84	74~82
LOCAL DE ESCRITÓRIO	50~62	58~70	57~63
LOCAL DE DESCANSO OU LAZER	50~64	43~66	47~68

Tabela 9 – Tabela comparativa dos níveis de ruído medidos entre as unidades A, B e C, para compartimentos de utilização semelhantes.

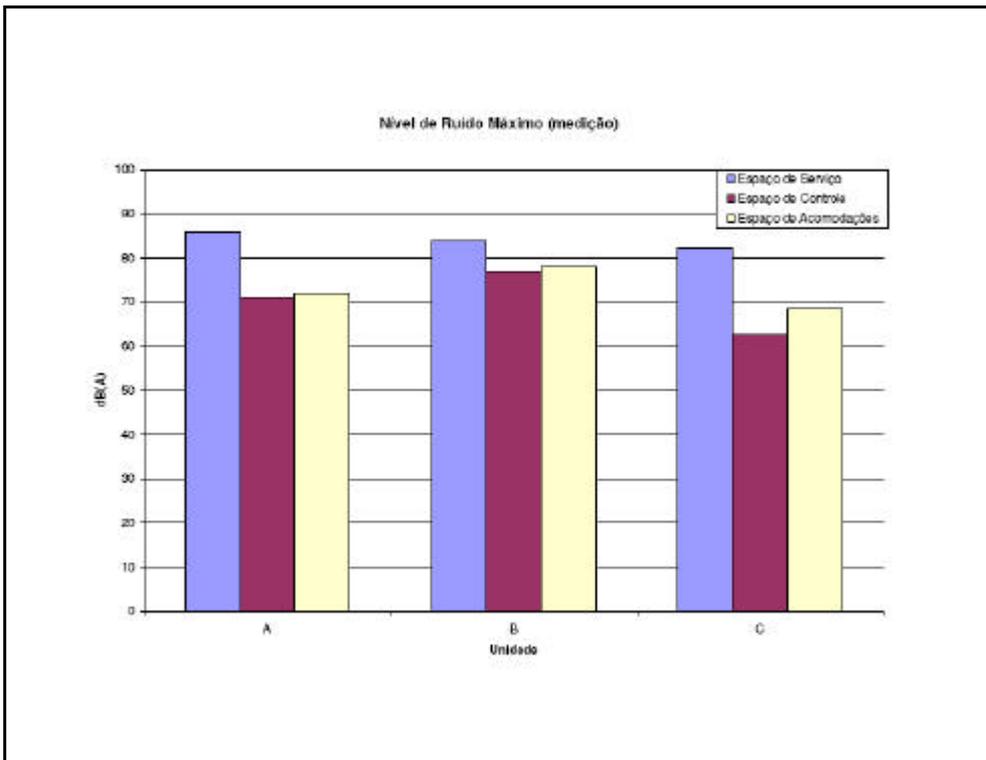


Figura 19 – Gráfico comparativo dos níveis de ruído medidos nas unidades A, B e C.

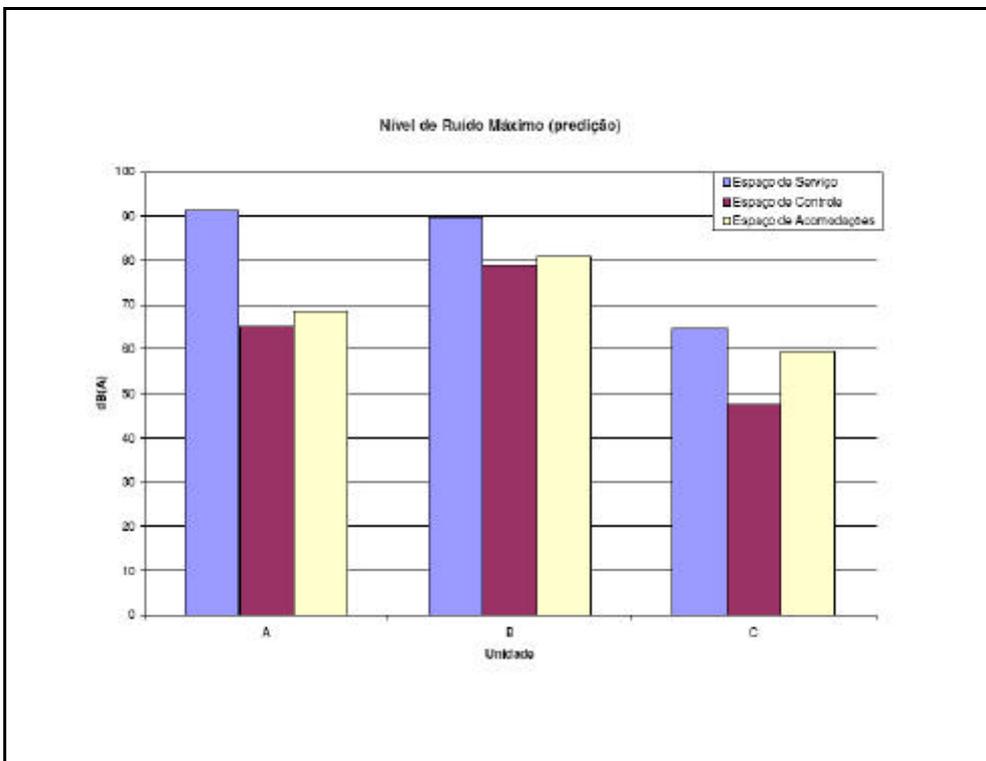


Figura 20 – Gráfico comparativo da predição dos níveis de ruído nas unidades A, B e C.

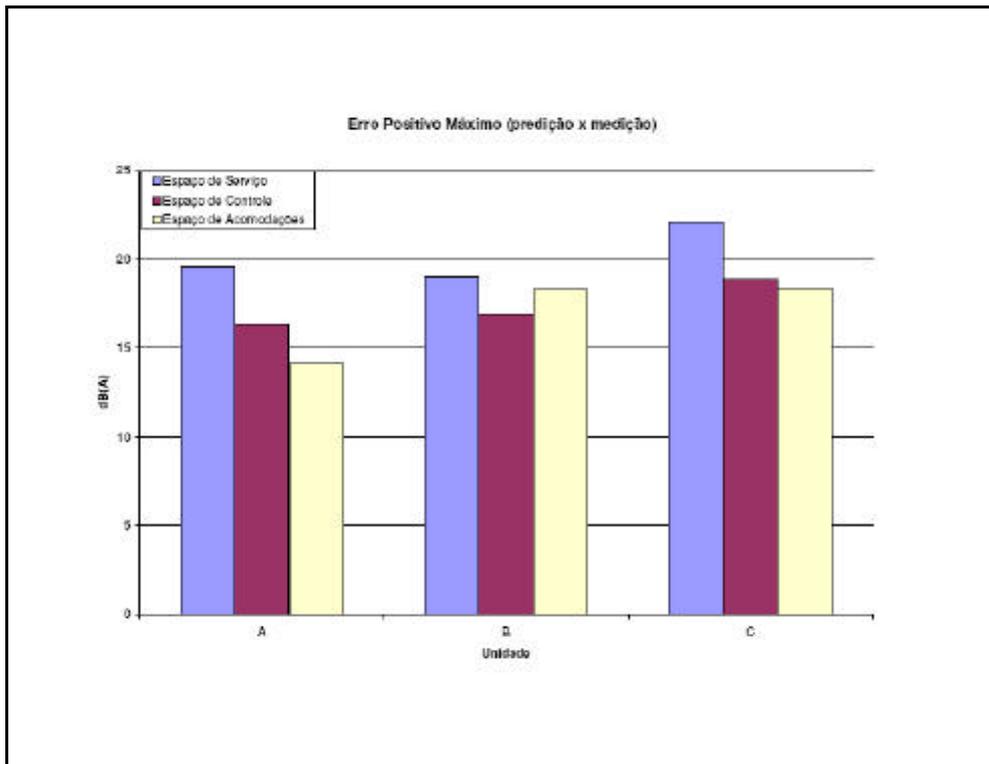


Figura 21 – Gráfico comparativo dos erros dos níveis de ruído máximos positivos entre a predição e a medição nas unidades A, B e C.

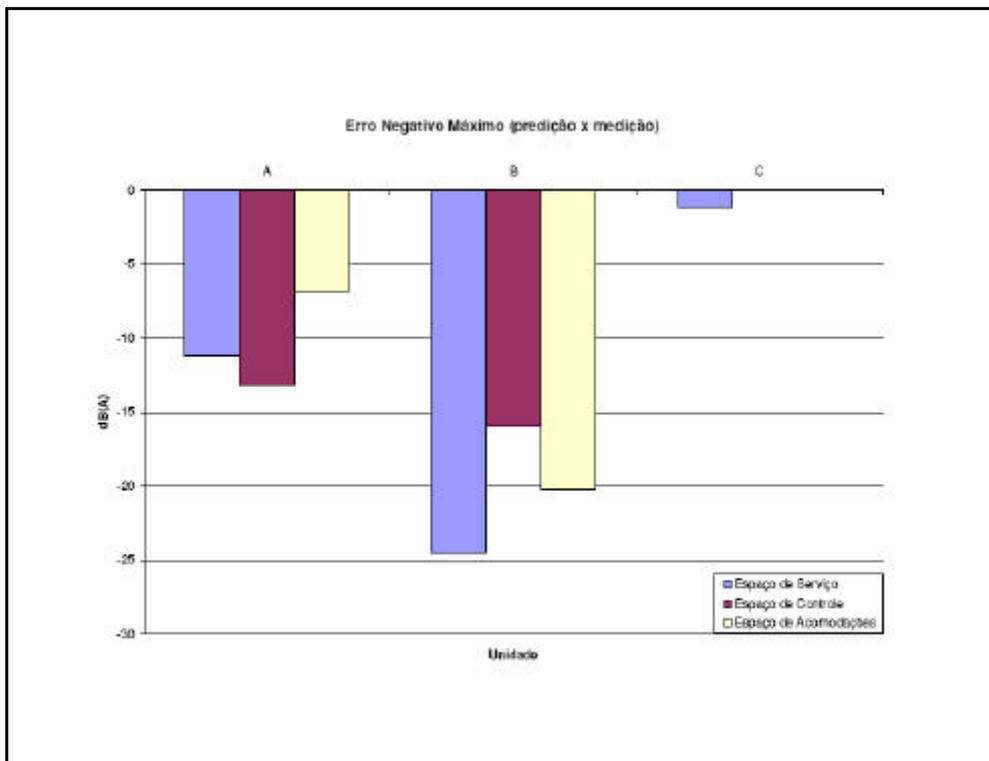


Figura 22 – Gráfico comparativo dos erros dos níveis de ruído máximos negativos entre a predição e a medição nas unidades A, B e C.

## 4.2. – ANÁLISE DE RESULTADOS

Com base nos resultados apresentados nas tabelas anteriores, fica claro que os valores dos níveis de ruído obtidos pelo programa AS-Noise para cada compartimento dificilmente coincide com os valores medidos em campo.

Como foi citado nos capítulos anteriores, a qualidade dos resultados está diretamente relacionada com a veracidade dos dados de entrada, assim se a compartimentação, os equipamentos, e os materiais instalados nas plataformas forem diferentes dos dados de entrada do programa AS-Noise, com certeza os resultados ficarão discrepantes.

No caso particular desse estudo, as condições operacionais das duas plataformas também interferem enormemente na comparação dos resultados, como mostram as figuras 21 e 22, pois se no estudo computacional foi analisado a utilização das fontes de ruído em certa condição operacional e na medição as plataformas estavam operando em outra condição, isso se torna outra fonte para os dados discrepantes.

O erro de medição deve ser considerado também, levando-se em conta que em uma unidade em operação com diversos trabalhadores transitando, diversas portas e compartimentos abertos podem influenciar os resultados.

Os dados de medição recebidos pelas operadoras das unidades A e B apresentam diversos resultados iguais para compartimentos próximos. Esse detalhe observado é uma característica de erro na medição, pois é sabido que operacionalmente isso é praticamente impossível de acontecer.

A utilização da norma ISO 2923 [23] para a medição do ruído a bordo das unidades em operação seria uma medida que evitaria possíveis problemas de erros de medição. Analisando a figura 19, pode-se concluir que a unidade B é mais ruidosa que a unidade A, o qual é mais ruidosa que a unidade C (na medição). E comparando com a figura 20, esse mesmo resultado na predição também é apresentado. Isso prova que o método empregado apresenta resultados próximos da realidade e recomendado para o emprego em estudos de ruído em unidades offshore.

Podemos concluir que esse estudo mostrou em seus resultados uma distribuição dos níveis de ruído nas três plataformas semelhantes aos valores medidos, porém as discrepâncias de valores pontuais podem ser explicadas pelos motivos descritos acima, principalmente devido as informações de projeto serem provenientes dos anos de 1998 a 2001, onde na época de medição não se tem mais a certeza da veracidade dos dados do projeto para a predição.

O programa As-Noise está sendo muito empregado atualmente, e para projetos recentes, em que todos os dados são fornecidos com um grande grau de confiança, os resultados estão sendo muito mais precisos quando comparados com as análises feitas nesse estudo.

Outro detalhe observado é que sabendo que a unidade A é a de projeto mais antigo, e a unidade C é a de projeto mais recente, foi observado que o nível global de ruído medido está diminuindo de acordo com o tempo de projeto.

Analisando a figura 19, é possível identificar essa diminuição do nível global de ruído da unidade A para a unidade C. Também é possível verificar essa melhoria na figura 20, pela predição.

Assim pode-se concluir que tanto a metodologia semi-empírica utilizada no programa As-Noise está bem calibrada baseado na comparação com os resultados reais operacionais dos casos descritos acima, quanto os projetos mais recentes estão sendo feitos com uma maior preocupação no tratamento do ruído.

## 5. NÍVEIS DE RUÍDO - UMA NOVA ABORDAGEM

Diversas entidades possuem suas próprias normas em relação ao nível de ruído máximo global que um determinado compartimento pode alcançar.

É observado que todas essas entidades são mais restritivas que a IMO (Organização Marítima Internacional), pois as normas da IMO são obrigatórias para seus países signatários, assim qualquer norma particular deve ser igual ou mais restritiva.

<b>NÍVEIS MÁXIMOS GLOBAIS DE RUÍDO (IMO)</b>	
	<b>dB(A)</b>
<b>ESPAÇO DE SERVIÇO</b>	
ESPAÇO DE MÁQUINAS (HABITADO)	90
ESPAÇO DE MÁQUINAS (DESABITADO)	110
SALA DE CONTROLE DE MÁQUINAS	75
OFICINAS	85
ESPAÇOS NÃO IDENTIFICADOS	90
<b>ESPAÇO DE CONTROLE</b>	
TORRE DE CONTROLE	65
POSTOS DE ESCUTA	70
SALA DE RÁDIO	60
SALA DE RADAR	65
<b>ESPAÇO DE ACOMODAÇÕES</b>	
CABINES E HOSPITAL	60
REFEITÓRIO	65
SALAS DE RECREAÇÃO	65
ESPAÇOS ABERTOS DE RECREAÇÃO	75
ESCRITÓRIOS	65

Tabela 10 – Níveis máximos globais de ruído (IMO)

CRITÉRIOS PARA ÁREAS CLASSIFICADAS ACÚSTICAMENTE (PETROBRAS - 2005)		
DESCRIÇÃO	NÍVEL MÁXIMO GLOBAL dB(A)	NÍVEL MÁXIMO VAC dB(A)
GINÁSIO	60	45
SALA DE CONTROLE CENTRAL E OUTRAS SALAS DE CONTROLE NOS MÓDULOS DE ACOMODAÇÃO, ESCRITÓRIOS E CONVÉS PRINCIPAL	55	45
REFEITÓRIO	65	50
ESPAÇO DE CIRCULAÇÃO EM ÁREAS GERAIS	55	45
ESPAÇO DE CIRCULAÇÃO NOS DORMITÓRIOS	50	45
SALA DE REUNIÃO E DE ESTAR	50	40
SALA DE TV E VÍDEO, SALA DE JOGOS E SALA DE MÚSICA	50	40
SALA DE TREINAMENTO, SALA DE LEITURA E BIBLIOTECA	50	40
CINEMA	50	40
ESCRITÓRIO NO MÓDULO DE ESCRITÓRIOS	50	40
DORMITÓRIO	45	40
OFICINA E LIXEIRA	70	50
ESCRITÓRIO DAS OFICINAS E DESPENSAS	55	50
CABINE TELEFÔNICA NAS ÁREAS DE OPERAÇÃO	65	-
DESPENSA E DEPÓSITO	70	60
ESCRITÓRIO NA ÁREA DE OPERAÇÃO	55	50
LABORATÓRIO	55	50
RÁDIO / TELECOMUNICAÇÃO	65	50
ÁREA DE PROCESSO E UTILIDADES , INCLUINDO SALA DE CO2 E ESPUMA	85	-
SALA DE VAC	90	-
SALA DE TRANSFORMADORES	85	70
SALA DE ESTAR FORA DA ÁREA DE ACOMODAÇÕES	50	45
SALA DE ESTAR E BANHEIRO NA ÁREA DE ACOMODAÇÕES	45	40
SALA DE BATERIAS	85	70
SALA COM MOTOREA A DIESEL OU GÁS	92	80
SALA DE CONTROLE EM ESPAÇOS DE MÁQUINAS	60	50
SALA DE MÁQUINAS DESABITADAS	110	80
SALA DE INSTRUMENTAÇÃO LOCAL	75	60
LAVANDERIA - ESPAÇO DE MÁQUINAS	75	60
LAVANDERIA - ESPAÇO DE SERVIÇO	65	60
COZINHA	70	55
SALA DE TRATAMENTO	40	35
PONTO DE REUNIÃO	75	
SALA DE ESTAR NO BLOCO DE ESCRITÓRIOS E VESTIÁRIO	60	50

Tabela 11 – Níveis máximos globais de ruído (Petrobras)

Devido ao ruído ser algo nocivo a saúde, e seus efeitos serem diferentes para cada pessoa, propomos analisar esse assunto de forma diferente e tratar o ruído não como um valor global , e sim como uma dose, de amplitude e duração variáveis.

Embora outros estudos abordam a dose de ruído como fator limitante para todos os indivíduos, a referencia ISO 1999 [18] retrata essa abordagem com maior praticidade e

realidade, onde o sexo e a idade do indivíduo são levados em conta, e se trata da abordagem mais atual que podemos utilizar para analisar o efeito da dose do ruído para os trabalhadores das unidades offshore.

### **5.1. – DOSE DE RUÍDO PARA SERVIÇOS DIFERENCIADOS**

Em uma mesma unidade todos os trabalhadores estão sujeitos a doses de ruído diferenciadas, devido principalmente ao perfil do serviço que cada trabalhador exerce. Para cada tipo de serviço o trabalhador freqüenta ambientes diferentes com níveis de ruído próprios e por tempo de exposição compatível em serviço exercido.

Essa abordagem pode estimar aproximadamente a dose de ruído que cada trabalhador poderá estar sujeito, e assim é possível prever se isso será um fator que pode causar danos permanentes a saúde do trabalhador, fatores que protegem o próprio trabalhador e também a empresa em que o mesmo trabalha.

Somente a garantia de que cada compartimento não extrapole os níveis máximos da IMO não garante que o trabalhador venha a sofrer algum dano.

Existe ainda o caso de compartimentos que não são habitados e tão pouco trabalhadores freqüentam o mesmo, receber níveis máximos de ruído muito conservadores, pois isso gera altos custos de isolamento e de mudança de layout.

No Brasil, o Ministério do Trabalho dispõe de normas para determinar o máximo que um trabalhador pode ficar exposto a determinado nível de ruído, e a empresa Petrobras também dispõe de sua própria norma, como mostram as tabelas abaixo:

NÍVEL DE RUIDO DB (A)	MAXIMA EXPOSIÇÃO DIARIA PERMISSÍVEL
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Tabela 12 – Tempo de exposição máximo para determinado nível de ruído (Min. do Trabalho)

CRITÉRIOS DE RUIDO PARA ÁREAS DE OPERAÇÃO	
TEMPO DE EXPOSIÇÃO (HORAS)	NÍVEL DE RUIDO MÁXIMO dB(A)
ILIMITADO	<82
12	82
10	83
9	84
8	85
6	87
4	90
3	92
2	95
1,5	97
1	100
0,5	105
0,25	110

Tabela 13 – Tempo de exposição máximo para determinado nível de ruído (Petrobras)

## 5.2. – METODOLOGIA RECOMENDADA PARA O CÁLCULO DA DOSE DE RUÍDO E SEUS EFEITOS

Para podermos aplicar a metodologia de dose de ruído em uma análise personalizada usaremos a referência ISO 1999 [18], onde é apresentada uma formulação que simula a perda auditiva para indivíduos expostos ao ruído ao longo do tempo para ambos os sexos.

Essa norma também estima a perda auditiva natural pela idade para ambos os sexos, sem a influencia da exposição de níveis de ruído diferentes da média normal de uma população.

As formulações extraídas da referencia ISO 1999 [18] que simulam a perda auditiva por causas naturais e pela exposição do ruído no ambiente de trabalho serão mostradas a seguir.

### 5.2.1. – ESTIMATIVA DA PERDA AUDITIVA PELA IDADE (H)

Essa estimativa é diferenciada para três amostras populacionais distintas, onde cada amostra possui uma propensão da perda auditiva natural baseada em fatores genéticos. Nessas três faixas de população (Q), temos  $Q=0.1$ ,  $0.5$  e  $0.9$ , onde  $0.9$  corresponde a 90% da população que tem uma menor taxa de perda auditiva natural, e  $0.1$  corresponde a 10% da população com a pior taxa de perda auditiva natural.

Para utilizar a formulação da ISO é importante notar que a perda auditiva natural (H) é diferenciada pela população (Q), pelo sexo (Y) e pela frequência.

As variáveis  $a$ ,  $b_u$ ,  $b_l$ ,  $S_u$  e  $S_l$  encontradas na formulação são provenientes das tabelas citadas abaixo.

Assim:

$$\begin{aligned}
 \text{Para: } & 0,05 \leq Q < 0,50 & H_Q &= H_{0,50} + kS_u \\
 \text{Para: } & Q = 0,50 & H_{0,50} &= a(Y-18)^2 + H_{0,50;18} \\
 \text{Para: } & 0,50 < Q \leq 0,95 & H_Q &= H_{0,50} - kS_l && (Y = \text{idade em anos})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_u &= b_u + 0,445 H_{0,50} \\
 S_l &= b_l + 0,356 H_{0,50}
 \end{aligned}$$

$Q$		$k$
0,05	0,95	1,645
0,10	0,90	1,282
0,15	0,85	1,036
0,20	0,80	0,842
0,25	0,75	0,675
0,30	0,70	0,524
0,35	0,65	0,385
0,40	0,60	0,253
0,45	0,55	0,126
0,50		0

Tabela 14 – Tabela do fator  $k$ 

Frequencia (Hz)	Valor de $a$	
	Homens	Mulheres
125	0,003	0,003
250	0,003	0,003
500	0,0035	0,0035
1000	0,004	0,004
1500	0,0055	0,005
2000	0,007	0,006
3000	0,0115	0,0075
4000	0,016	0,009
6000	0,018	0,012
8000	0,022	0,015

Tabela 15 – Tabela do fator  $a$ 

Frequencia (Hz)	Valor de $b_u$		Valor de $b_l$	
	Homens	Mulheres	Homens	Mulheres
125	7,23	6,67	5,78	5,34
250	6,67	6,12	5,34	4,89
500	6,12	6,12	4,89	4,89
1000	6,12	6,12	4,89	4,89
1500	6,67	6,67	5,34	5,34
2000	7,23	6,67	5,78	5,34
3000	7,78	7,23	6,23	5,78
4000	8,34	7,78	6,67	6,23
6000	9,45	8,9	7,56	7,12
8000	10,56	10,56	8,45	8,45

Tabela 16 – Tabela dos fatores  $b_u$  e  $b_l$

Frequência (Hz)	Nível de perda auditiva (dB)											
	idade (anos)											
	30			40			50			60		
	porcentagens											
	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1
<b>Homens</b>												
500	-6	1	9	-5	2	11	-4	4	14	-3	6	18
1000	-6	1	9	-5	2	11	-4	4	14	-2	7	19
2000	-7	1	11	-6	3	15	-4	7	21	-1	12	29
3000	-7	2	13	-5	6	19	-2	12	29	3	20	42
4000	-7	2	14	-4	8	23	0	16	37	7	28	55
6000	-8	3	16	-5	9	26	0	18	41	8	32	62
<b>Mulheres</b>												
500	-6	1	9	-5	2	11	-4	4	14	-3	6	18
1000	-6	1	9	-5	2	11	-4	4	14	-2	7	19
2000	-6	1	10	-5	3	13	-3	6	18	-1	11	25
3000	-7	1	11	-5	4	16	-3	8	21	0	13	30
4000	-7	1	12	-6	4	17	-3	9	25	1	16	35
6000	-8	2	14	-6	6	21	-2	12	31	2	21	45

Tabela 17 – Tabela demonstrativa para as idades de 30, 40, 50 e 60 anos.

A tabela 17 representa a aplicação da formulação da perda auditiva natural da ISO em populações diferentes(Q) de homens e mulheres com idades de 30, 40, 50 e 60 anos para diversas frequências.

### 5.2.2. – ESTIMATIVA DA PERDA DE AUDIÇÃO INDUZIDA POR RUÍDO–PAIR (N)

Da mesma forma que foi demonstrada a formulação do capítulo anterior para a determinação de H, pode-se descrever a formulação abaixo para a estimativa da perda auditiva devido à exposição de ruído (N), mas agora temos um novo fator  $L_{ex8h}$ , que representa um nível médio normalizado para 8 horas de serviço diário.

Para utilizar a formulação da ISO é importante notar que a perda de audição induzida por ruído (N) é diferenciada pela população (Q) e pela frequência.

As variáveis  $u$ ,  $v$ ,  $L_o$ ,  $x_u$ ,  $x_l$ ,  $y_u$ ,  $y_l$ ,  $d_u$ ,  $d_l$  e  $L_{ex8h}$  encontradas na formulação são provenientes das tabelas citadas e fórmulas citados abaixo. O fator  $k$  é o mesmo proveniente da tabela citada anteriormente para o cálculo da perda auditiva natural.

Assim:

Para:  $0,05 < Q < 0,50$   $N_Q = N_{0,50} + kd_u$

Para:  $N_{0,50} = [u + v \lg (\Theta/\Theta_o)] (L_{EX, 8h} - L_o)^2$

Para:  $0,50 < Q < 0,95$   $N_Q = N_{0,50} - kd_l$

Frequencia (Hz)	$u$	$v$	$L_o$ (dB)
500	-0,033	0,11	93
1000	-0,02	0,07	89
2000	-0,045	0,066	80
3000	0,012	0,037	77
4000	0,025	0,025	75
6000	0,019	0,024	77

Tabela 18 – Tabela dos fatores  $u$ ,  $v$  e  $L_o$ .

$$d_u = [X_u + Y_u \lg (\Theta/\Theta_o)] (L_{EX, 8h} - L_o)^2$$

$$d_l = [X_l + Y_l \lg (\Theta/\Theta_o)] (L_{EX, 8h} - L_o)^2$$

Frequencia (Hz)	$X_u$	$Y_u$	$X_l$	$Y_l$
500	0,044	0,016	0,033	0,002
1000	0,022	0,016	0,02	0
2000	0,031	-0,002	0,016	0
3000	0,007	0,016	0,029	-0,01
4000	0,005	0,009	0,016	-0,002
6000	0,013	0,008	0,028	-0,007

Tabela 19 – Tabela dos fatores  $X_u$ ,  $Y_u$ ,  $X_l$  e  $Y_l$ .

$T$  = Tempo exposto em anos

$T_0$  = Um ano

$$E_{A,T} = \int_{t_1}^{t_2} p_A^2(t) dt \quad (pa^2.s)$$

$p_a$  = pressão sonora de exposição ao ruído (Pa)

$$L_{Aeq,T} = 10 \lg \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad (dB)$$

$$L_{EX, 8h} = L_{Aeq, T_e} + 10 \lg(T_e/T_0) \quad (dB)$$

$T_e$  = Efetiva duração do serviço em horas

$T_0$  = Dia de serviço de referencia de 8 horas

$$L_{EX, 8h} = 10 \lg \frac{E_{A, T_e}}{1,15 \times 10^{-5}} \quad (dB)$$

$E_A, T_e$ Pa <sup>2</sup> ·s	$L_{EX, 8h}$ dB
$0,364 \times 10^3$	75
$0,458 \times 10^3$	76
$0,576 \times 10^3$	77
$0,726 \times 10^3$	78
$0,913 \times 10^3$	79
$1,15 \times 10^3$	80
$1,45 \times 10^3$	81
$1,82 \times 10^3$	82
$2,29 \times 10^3$	83
$2,89 \times 10^3$	84
$3,64 \times 10^3$	85
$4,58 \times 10^3$	86
$5,76 \times 10^3$	87
$7,26 \times 10^3$	88
$9,13 \times 10^3$	89
$11,5 \times 10^3$	90
$14,5 \times 10^3$	91
$18,2 \times 10^3$	92
$22,9 \times 10^3$	93
$28,9 \times 10^3$	94
$36,4 \times 10^3$	95
$45,8 \times 10^3$	96
$57,6 \times 10^3$	97
$72,6 \times 10^3$	98
$91,3 \times 10^3$	99
$115 \times 10^3$	100

Tabela 20 – Tabela relacionando  $E_{A,Te}$  com  $L_{EX,8h}$ 

As tabelas a seguir representam a aplicação da formulação da ISO citada acima para se determinar a PAIR de populações diferentes(Q) com tempo de exposição de 10, 20, 30 e 40 anos a níveis de ruído padronizados  $L_{ex8h}$  de 85, 90 e 100 dB para diversas frequências.

Exemplos:

Frequencia (Hz)	(PAIR) Perda de Audição Induzida por Ruído (dB)											
	tempo de exposição (anos)											
	10			20			30			40		
	porcentagens											
	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1
<b>500</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>1000</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>2000</b>	0	1	1	1	1	2	1	1	2	1	2	2
<b>3000</b>	2	3	5	3	4	6	3	4	7	3	5	7
<b>4000</b>	3	5	7	4	6	8	5	6	9	5	7	9
<b>6000</b>	1	3	4	2	3	5	2	3	6	2	4	6

Tabela 21 –  $L_{EX, 8h} = 85$  dB ( $E_{A,8h} = 3,64 \times 10^3$  Pa<sup>2</sup>·s)

Frequencia (Hz)	(PAIR) Perda de Audição Induzida por Ruído (dB)											
	tempo de exposição (anos)											
	10			20			30			40		
	porcentagens											
	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1
<b>500</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>1000</b>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
<b>2000</b>	0	2	6	2	4	8	3	5	9	4	6	10
<b>3000</b>	4	8	13	7	10	16	8	11	18	9	12	19
<b>4000</b>	7	11	15	9	13	18	10	14	19	11	15	20
<b>6000</b>	3	7	12	4	8	14	5	9	15	6	10	15

Tabela 22 –  $L_{EX, 8h} = 90$  dB ( $E_{A, 8h} = 11,5 \times 10^3$  Pa<sup>2</sup>·s)

Frequencia (Hz)	(PAIR) Perda de Audição Induzida por Ruído (dB)											
	tempo de exposição (anos)											
	10			20			30			40		
	porcentagens											
	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1	0,9	0,5	0,1
<b>500</b>	2	4	8	3	5	9	4	6	11	5	7	11
<b>1000</b>	3	6	12	6	9	15	7	10	17	8	11	19
<b>2000</b>	0	8	23	8	16	31	13	21	35	16	24	39
<b>3000</b>	13	26	41	21	32	51	26	35	56	29	38	60
<b>4000</b>	20	31	42	25	36	49	28	39	53	30	41	56
<b>6000</b>	9	23	37	14	27	42	17	29	46	19	30	48

Tabela 23 –  $L_{EX, 8h} = 100$  dB ( $E_{A, 8h} = 115 \times 10^3$  Pa<sup>2</sup>·s)

### 5.3. – SIMULAÇÃO PRÁTICA DA METODOLOGIA

Baseado nos níveis médios de ruído medidos nas unidades analisadas nesse estudo (Tabela 9) por opção, foi avaliado pela metodologia da ISO 1999 os impactos dos níveis de ruído em dois trabalhadores que apresentam rotinas de serviços distintos e típicos das unidades offshore, que está apresentada na tabela 24 abaixo.

Para a simulação, uma planilha eletrônica foi formulada baseada na metodologia da ISO 1999, como mostra as Tabelas 25 e 26.

#### **Operário**

Idade: 35 anos

Tempo que trabalhará na unidade: 20 anos

#### **Supervisor:**

Idade: 45 anos

Tempo que trabalhará na unidade: 20 anos

COMPARTIMENTOS	UNIDADES				OPERÁRIO TEMPO DE EXPOSIÇÃO (horas)	SUPERVISOR TEMPO DE EXPOSIÇÃO (horas)
	A	B	C	MÉDIA		
OFICINA DE INSTRUMENTAÇÃO	68	65	-	66,5	0,5	
SALA DE TELECOMUNICAÇÕES	52	77	63	64,0		
SALA DE CONTROLE CENTRAL	71	63	59	64,3		
SALA DE REUNIÃO	57	59	-	58,0		
VESTIÁRIO	64	69	65	66,0	0,5	
SALA DE CARGA DAS BATERIAS	80	84	-	82,0	2	
SALA DE TREINAMENTO	62	58	56	58,7		
COZINHA	72	73	64	69,7		
RESTAURANTE	64	68	60	64,0	2	2
RECEPÇÃO	51	-	54	52,5		
HOSPITAL E SALA DE TRATAMENTO	51	55	52	52,7		
SALA DOS REFRIGERADORES	68	-	68	68,0		
BIBLIOTECA	50	63	-	56,5		2
SALA DE BATERIAS	73	79	-	76,0	1	
SALA DE VAC	82	80	-	81,0	3	
CABINES	50~62	43~49	47~55	51,0	9	9
SALA DE JOGOS ELETRÔNICOS	50	66	58	58,0	2	
CINEMA	50	55	52	52,3	3	3
GINÁSIO	53	60	-	56,5		2
ESCRITÓRIOS	-	59~70	51~63	60,8	1	6
				<b>TOTAL</b>	<b>24</b>	<b>24</b>

Tabela 24 – Rotina de serviço de dois trabalhadores em uma unidade offshore.

### 5.3.1. – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO (OPERÁRIO)

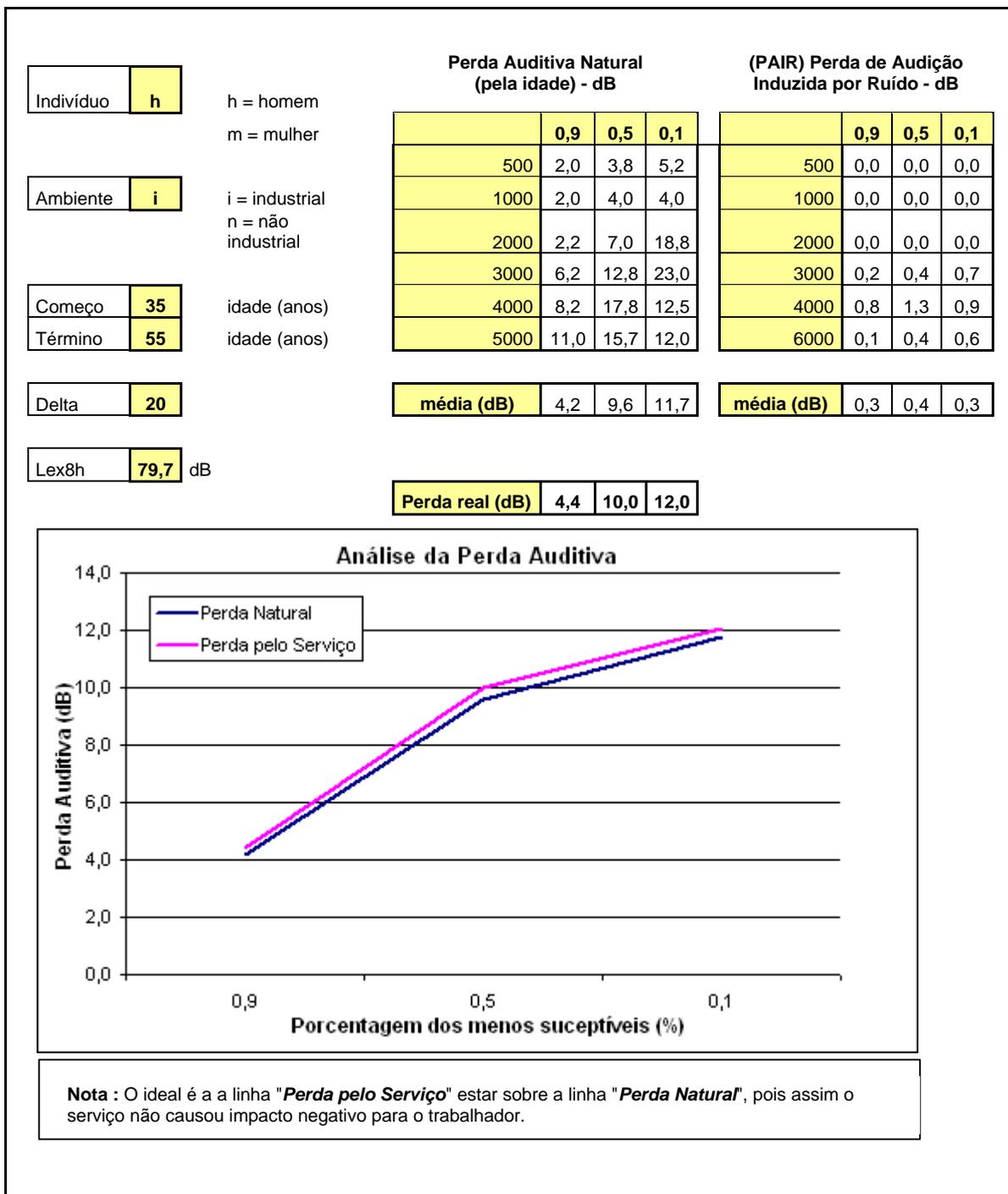


Tabela 25 – Planilha de simulação do perfil “operário”

### 5.3.2. – RESULTADOS DA SIMULAÇÃO (SUPERVISOR)

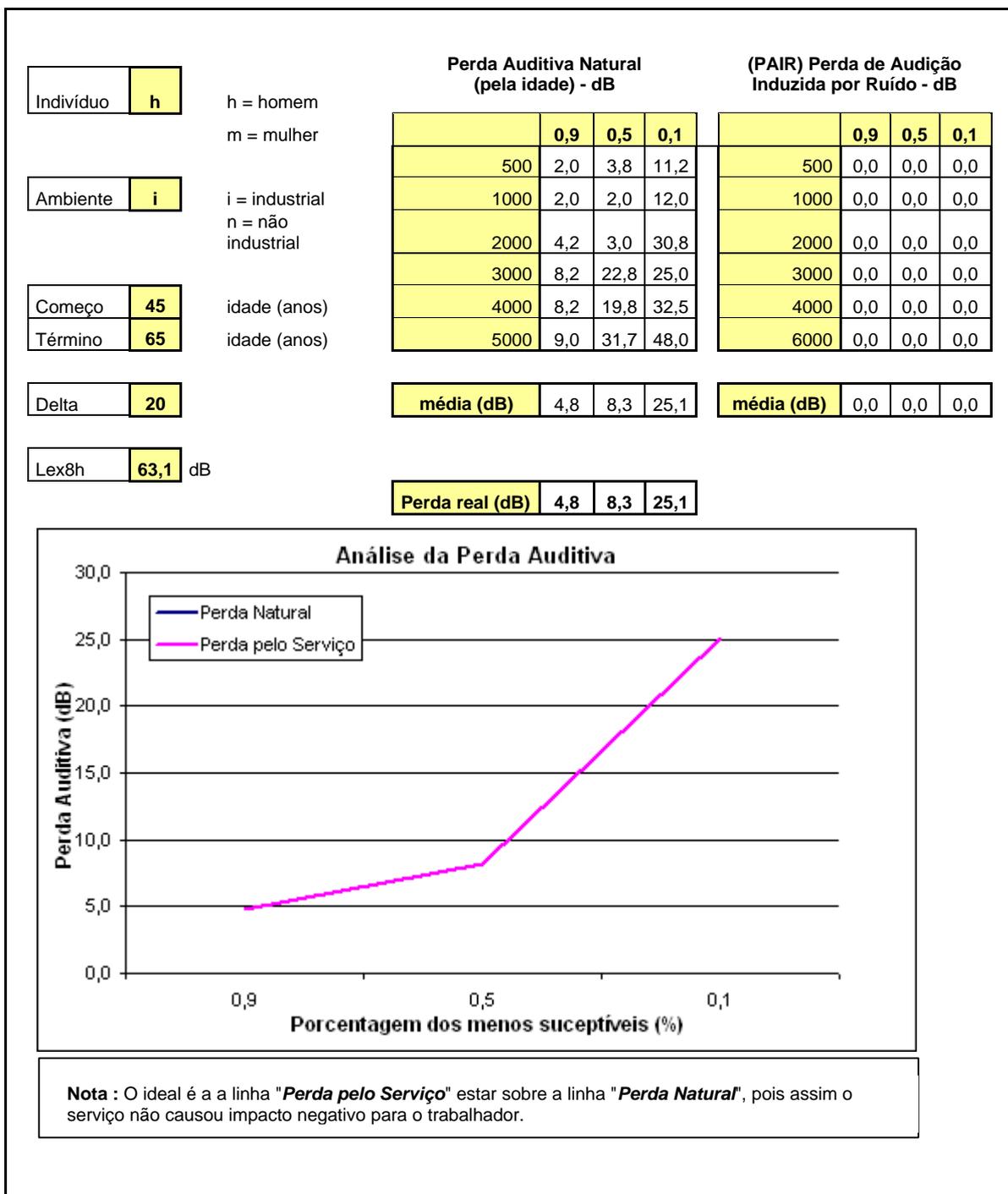


Tabela 26 – Planilha de simulação do perfil “supervisor”

### **5.3.2. – INTERPRETAÇÃO DE RESULTADOS**

As duas planilhas acima mostram que na simulação dos dois tipos de serviços distintos em uma mesma unidade é possível estimar qual o impacto que a exposição ao ruído pode causar para cada indivíduo em uma análise personalizada.

Baseado na interpretação dos resultados das planilhas foi observado que o operário sofrerá um dano permanente devido ao serviço que desempenha, claramente observado no gráfico de “Análise da Perda Auditiva”, onde a curva **rosa** (“Perda pelo Serviço”) está deslocada da curva **azul** (“Perda Natural”), isso quer dizer que pelos níveis de ruído que esse trabalhador está sendo exposto, irá sofrer danos a sua saúde (perda de audição) provenientes do seu serviço.

No exemplo de simulação do Supervisor, não acontecerá esse problema, pois sua perda de audição será natural devido a idade, e não haverá contribuição do ambiente de serviço que estará exposto. Isso é demonstrado na sua respectiva planilha onde no gráfico de “Análise da Perda Auditiva”, a curva **rosa** (“Perda pelo Serviço”) está sobreposta na curva **azul** (“Perda Natural”), não sendo possível visualizar a curva **azul**.

A grande vantagem dessa metodologia é poder estimar qual o dano que um trabalhador poderá sofrer em um futuro trabalho. Pois apenas com uma programação de quanto tempo esse trabalhador irá desempenhar esse papel, e sabendo anteriormente da rotina do serviço que irá desempenhar, já será possível fazer essa estimativa, e se necessário já programar as providencias para mudar o cenário que de alguma forma poderá prejudicar a saúde do trabalhador.

## 6. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Ao longo desse estudo, tentou-se demonstrar que atualmente é possível estimar, em fase de projeto de novas unidades offshore, os níveis de ruído e posteriormente avaliar o impacto desses níveis sobre trabalhadores (tripulantes) dessas plataformas.

A utilização do programa AS-Noise aliado com a metodologia da ISO 1999 [18] cobre na totalidade a análise preditiva da poluição sonora nas unidades offshore e seus impactos na saúde do trabalhador.

É sabido que existem diferentes metodologias que abordam o mesmo assunto, seja na predição de ruído como nos impactos que afetam a saúde do ser humano, porém esse estudo vem a oferecer uma idéia que pode ser usada hoje, com os recursos computacionais que possuímos e com resultados de qualidade.

Em nenhum momento esse estudo visa depreciar as demais metodologias de predição de ruído ou outras metodologias para a estimativa do impacto do ruído na saúde do trabalhador. O que se busca é indicar um caminho prático e eficiente aliando os recursos computacionais que existem na atualidade com um ambiente real de disponibilidade de recursos acadêmicos e empresariais, tornando viável o estudo de predição de ruído em unidades offshore. A viabilidade é simplesmente a relação entre resultados confiáveis e custo de engenharia aceitável.

A qualidade dos resultados dos métodos de predição de ruído está completamente relacionada com a qualidade dos dados de entrada, assim não se pode esperar resultados de predição iguais aos valores medidos, se na fase de projeto as suposições estavam desviadas ou equivocadas.

Um aspecto relevante para a validação de uma metodologia e também para a verificação da condição operacional de uma unidade offshore está no processo de medição do nível de ruído a bordo. A medição do nível de ruído deve seguir Normas internacionais como, por exemplo, a ISO 2923 [23]. São Normas que estabelecem condições para que os valores medidos sejam de fato confiáveis.

A idéia de simular a operação de uma unidade offshore na fase de projeto deve ser difundida, em todas as áreas da engenharia, podendo assim evitar que problemas desagradáveis aconteçam na fase de operação, onde a reparo pode ser dispendioso, e em se tratando da saúde de um trabalhador às vezes impossível.

Para consolidar essa idéia do tratamento total da poluição sonora no ambiente offshore fica a recomendação de sempre se fazer a análise preditiva dos níveis de ruído e seus impactos no trabalhador nos novos projetos, e se acompanhar a construção e comissionamento da nova unidade garantindo que nada aconteça de diferente, principalmente se os resultados da predição no projeto foram satisfatórios.

Devido as grandes diferenças entre os diversos critérios de aceitabilidade para níveis máximos de ruído admissível, critérios esses determinados por países, organizações internacionais ou empresas, outra recomendação muito importante é a utilização da metodologia da ISO 1999 como complemento das normas aplicadas ao empreendimento específico caso algum desvio seja encontrado. A finalidade desse complemento seria fazer um estudo operacional da rotina de serviço dos trabalhadores embarcados, para que os níveis máximos de ruído admissíveis sejam simplesmente os suportáveis, sem afetar a saúde do trabalhador.

Deve-se mencionar que um nível de ruído muito rigoroso acaba impactando o projeto de novas unidades devido a grande dificuldade de se encontrar equipamentos especiais no mercado para os prazos cada vez mais curtos dos novos projetos, e a experiência revela que limites de ruído muito “brandos” podem conduzir a projetos acústicos não adequados e conseqüentes danos à saúde dos trabalhadores embarcados.

Finalmente, como recomendação, deve-se estimular sempre a criação de banco de dados com qualidade sobre características das novas unidades em operação visando atualizar e calibrar as metodologias em uso, fruto de um trabalho conjunto entre engenharia operacional, engenharia de projeto e a pesquisa.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] - Borlase, G. A., Vlahopoulos, N. – “An energy finite element optimization process for reducing high-frequency vibration in large-scale structures”, *Finite Elements in Analysis and Design* 36 (2000), pp. 51-67.
- [2] - Heerema, N., Hodgson, M. – “Empirical models for predicting noise levels, reverberation times and fitting densities in industrial workrooms”, *Applied Acoustics* 57 (1999), pp. 51-60.
- [3] - Holland, C. G., Wong, S. F. – “Noise prediction correlation with full scale measurements in ships”, *Trans IMarE*, Vol 107, part 3, pp. 195-207.
- [4] - Keane, A. J. – “Statistical energy analysis of offshore structures”, *Engng Struct*, Volume 16, number 2, pp. 145-157.
- [5] - Kopuz, S. – “Integrated FEM/BEM approach to the dynamic and acoustic analysis of plate structures”, *Engineering Analysis with Bondary Elements* 17 (1996), pp. 269-277.
- [6] - Lou, G., Wu, T. W., Cheng, C. Y. R. – “Boundary element analysis of packed silencers with a substructuring technique”, *Engineering Analysis with Bondary Elements* 27 (2003), pp. 643-653.
- [7] - Mohanty, A. R., St. Pierre, B. D., Suruli-Narayanasami, P. – “Structure-borne noise reduction in a truck cab interior using numerical techniques”, *Applied Acoustics* 59 (2000), pp. 1-17.
- [8] - Qyiros y Alpera, S., Jacobsen, F., Juhl, P. M., Henriquez, V. C. – “A BEM approach to validate a model for predicting sound propagation over non-flat terrain”, *Applied Acoustics* 64 (2003), pp. 781-791.
- [9] - Road, M., Berks, D. – “A computer model for the prediction of factory noise”, *Applied Acoustics* 13 (1980), pp. 471-486.
- [10] - Sheng, M. P., Wang, M. Q., Sun, J. C., Quina, B. – “Statistical energy analysis for complicated coupled system and its application in engineering”, *Journal of Sound and Vibration* 274(2) (2004), pp. 877-891.
- [11] - Zhang, W., Wang, A., Vlahopoulos, N. – “An alternative energy finite element formulation based on incoherent orthogonal waves and its validation for marine structures”, *Finite Elements in Analysis and Design* 38 (2002), pp. 1095-1113.
- [12] – Hynna, P., Klinge, P., Vuoksinen, J. – “Prediction of structure borne sound transmission in large welded ship structures using statistical energy analysis”, *Journal of Sound and Vibration* 180(4) (1995), pp. 583-607.

- [13] – N. H. Kim, J. Dong, K. K. Choi, N. Vlahopoulos, Z. D. Ma, M. P. Castaner, C. Pierre. – “Design sensitivity analysis for a sequential structural-acoustic problem” , Journal of Sound and Vibration 263(3) (2003), pp. 569-591.
- [14] – Yerges, L. F. – “Sound, Noise, and Vibration Control”. 2ª edição. New York: Van Nostrand Reinhold, 1978. 20p.
- [15] – Fischer, R. W., Burroughs, C. B., Nelson, D. L., 1983, “Technical & Research Bulletin 3-37: Design Guide for Shipboard Noise Control”, Ship’s Machinery Committee, SNAME, New York, USA.
- [16] – Thomas, R. J., Willson, T. K., Iqbal, M. A. – “The Control of Noise in Ventilation Systems”, Woodcote Publications Limited, Great Britain, 1977.
- [17] – ASHRAE Applications Handbook (SI) – “Sound and vibration control”, Chapter 46 , 1999.
- [18] – ISO 1999 – “Acoustic – Determination of occupational noise exposure and estimation of noise-induced hearing impairment” (Second Edition / 1990-01-15).
- [19] – International Maritime Organization – “Code on Noise Levels on Board Ships” - IMO-814E, 1982.
- [20] – Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil – “NR-15, Atividades e operações Insalubres (115.000-6)” — 2006.
- [21] – Petrobras – “Noise Control Report - *I-ET-3010.66-1200-300-PPC-003, Rev. A*”
- [22] – Bistafa, S. R. – “Acústica Aplicada ao Controle do Ruído”, Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2006.
- [23] – ISO 2923 - “Acoustic – Measurement of noise on board vessels” (Second Edition / 1996-12-01).
- [24] – Bolt, R. H., Ingard, K. U. – “System Considerations in Noise Control Problems”, Handbook of Noise Control, Chapter 22, McGrawHill Inc, 1957.
- [25] – Alho, A. T. P., Pinto, L. A. V – “Uma Abordagem Termo-Acústica para o Projeto de Sistemas de Ventilação”, 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, 2001.
- [26] – Pinto, L. A. V., Novaes, F. – “Acoustic Predictions in Offshore Platforms”, Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – São Paulo, 2003.
- [27] – Fahy, F. – “Sound and Structural Vibration – Radiation, Transmission and Response”, Academic Press Inc, London, 1985.
- [28] – Fahy, F. – “Sound Intensity”, Elsevier Science Publishers LTD, London, 1989.
- [29] – Ingard, K. U., Morse, P. M. – “Theoretical Acoustics”, McGrawHill Inc, 1968.
- [30] – Pierce, A. D. – “Acoustic – An Introduction to Its Physical Principles and Applications”, Acoustical Society of America, New York, 1991.
- [31] – Hall, D. E. – “Basic Acoustics”, Harper & Row Publishers, New York, 1987.

- [32] – Beranek, L. L., Franken, P. A. – “Noise and Vibration Control”, McGrawHill Inc, 1971.
- [33] – Norton, M. P. – “Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers”, Cambridge University Press, New York, 1989.
- [34] – Beranek, L. L., Vér, I. L. – “Noise and Vibration Engineering – principles and Applications”, John Willey & Sons Inc, 1985.
- [35] – Harris, C. M. – “Handbook of Noise Control”, McGrawHill Inc, 1957.
- [36] - Wang, A., Vlahopoulos, N. – “Validation of the Energy FEA for High Frequency Vibrations Through Comparison with Dense MSC.Nastran Models”, Virtual product Development Conference , Michigan, (2003).
- [37] - Tokarev, V. I., Zaporozhets, O. I. – “Sound Generation by Airborne Air Conditioning Systems: Theory and Analysis”, Applied Acoustics 55 (1998), pp. 145-162.
- [38] - Weyna, S. – “The Application of Sound Intensity Thechnique in Research on Noise Abatement in Ships”, Applied Acoustics 44 (1995), pp. 341-351.
- [39] - Gerretsen, E. – “Estimation of Air-Borne and Structure-Borne Sound Transmission from Machinery in Buildings”, Applied Acoustics 40 (1993), pp. 255-265.
- [40] - Minten, M., Cops, A. – “The Sound Transmission Loss of a Single Panel Measured with the Two-Microphone and the Conventional Method – Comparison with the Statistical Energy Analysis Model”, Applied Acoustics 22 (1987) , pp. 281-295.
- [41] - Trompette, N., Guerich, M. – “An Experimental Validation of Vibro-Acoustic Prediction by the use os Simplified Methods”, Applied Acoustics 66 (2005), pp. 427-445.
- [42] - Sarigül, A. S., Seçgin, A. – “A Study on the Applications of the Acoustic Design Sensivity Analysis of Vibrating Bodies”, Applied Acoustics 65 (2004), pp. 1037-1056.
- [43] - Bobrovnitskii, Y. I., Pavic, G.– “Modeling and Characterization of Airborne Noise Sources”, Journal of Sound and Vibration 261 (2003) , pp. 527-555.
- [44] - Marburg, S., Beer, H. J., Gier, J. – “Experimental Verification of Structural Acoustic Modeling and Design Optmization”, Journal of Sound and Vibration 252 (4) (2002) , pp. 591-615.
- [45] - Ming, R. – “An Experimental Comparison of the SEA Power Injection Method and the Power Coefficient Method”, Journal of Sound and Vibration 282 (2005) , pp. 1009-1023.
- [46] - Zhao, X., Vlahopoulos, N. – “A Basic Hybrid Finite Element Formulation for Mid-frequency Analysis of Beams Connected at an Arbitrary Angle”, Journal of Sound and Vibration 269 (2004) , pp. 135-164.

[47] - Zhao, X., Vlahopoulos, N. – “A Hybrid Finite Element Formulation for Mid-Frequency Analysis of Systems With Excitation Applied on Short Members”, *Journal of Sound and Vibration* 237 (2) (2000) , pp. 181-202.

[48] - Parsons, K. C. – “Environmental Ergonomics: A Review of Principles, Methods and Models”, *Applied Ergonomics* 31 (2000), pp. 581-594.

[49] - Kopuz, S. – “Integrated FEM/BEM Approach to the Dynamic and Acoustic Analysis of Plate Structures”, *Engineering Analysis with Boundary Elements* 17 (1996), pp. 269-277.

[50] - Vasconcellos, J. M., Latorre, R. G.– “Recreational Boat Noise Level Evaluation”, *Ocean Engineering* 28 (2001) , pp. 1309-1324.

[51] - Fritze, D., Marburg, S. – “FEM-BEM Coupling and Structural Acoustic Sensitivity Analysis for Shell Geometries”, *Computers and Structures* 83 (2005), pp. 143-154.

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)