

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM ENCLAUSURAMENTO ACÚSTICO

por

Fernando Basso

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

Porto Alegre, junho de 2012



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

ESTUDO TEÓRICO E EXPERIMENTAL DE UM ENCLAUSURAMENTO ACÚSTICO

por

Fernando Basso

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

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Profa. Dra. Leticia Fleck Fadel Miguel

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Jun Sérgio Ono Fonseca

Prof. Dr. Rogério José Marczak

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, 25 de junho de 2012.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, pela educação e formação do meu caráter.

à minha noiva, Lilian, pelo incentivo e apoio.

à minha madrinha, Lenice, pelo pontapé inicial para ingresso na UFRGS.

aos meus irmãos, pelo cuidado para comigo.

à família Deon, pela acolhida.

à minha orientadora, Prof^a Letícia, pela paciência e persistência.

aos amigos, pelo companheirismo e momentos de alegria.

aos colegas de trabalho, pela colaboração ao crescimento profissional.

BASSO, F. **Estudo Teórico e Experimental de um Enclausuramento Acústico**. 2012. 23p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

A perda de audição induzida por ruído (PAIR) figura como uma das principais enfermidades profissionais irreversíveis presentes no meio industrial. Esta patologia tem relação direta com a redução do desempenho de trabalhadores. Uma maneira de evitá-la é reduzindo os níveis de ruído pela aplicação de enclausuramentos acústicos em equipamentos industriais. Neste contexto, este trabalho propôs a verificação teórica de um projeto de enclausuramento e a posterior comparação destes dados com os obtidos experimentalmente. O objetivo desta aplicação era permitir que os trabalhadores em torno deste enclausuramento executassem seu trabalho sem a necessidade de utilização de equipamentos de proteção individual. A partir dos conceitos de condicionamento acústico, absorção e isolamento, verificou-se que o projeto atendia seu propósito. Os testes experimentais apresentaram uma boa aproximação do modelo teórico para os níveis de pressão sonora globais. O nível de ruído em torno da cabine ficou adequado aos limites previstos na legislação e evidenciou-se uma significativa melhora nas condições do ambiente de trabalho.

PALAVRAS-CHAVE: Enclausuramento acústico, Atenuação de ruído, Medição de ruído sonoro.

BASSO, F. **Theoretical and Experimental Study of an Acoustics Enclosure**. 2012. 23p. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

The noise induced hearing loss (NIHL) is given as a major professional irreversible diseases present in the industrial environment. This condition is directly related to the reduced performance of employees. One way to avoid it is reducing the noise levels by the application of acoustic enclosures for industrial equipment. In this context, this paper proposed a theoretical verification of an enclosure design and subsequent comparison of these data with those obtained experimentally. The purpose of this application was to allow workers around this enclosure execute their work without use of personal protective equipment. From concepts of acoustic conditioning, insulation and absorption, it was found that the design served its purpose. Experimental tests showed a good approximation of the theoretical model for the overall sound pressure levels. The noise level around the cabin was adequate to the limits laid down in legislation and it was observed a significant improvement in the conditions of the workplace.

KEYWORDS: Acoustics Enclosure, Noise Attenuation, Acoustic Noise Measurements.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVOS	1
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3.1 Som	2
3.2 Mecanismo da audição	2
3.3 Decibel	2
3.4 Espectro sonoro	3
3.5 Audibilidade	4
3.6 Curvas isofônicas	4
3.7 Avaliação de ruído	5
4 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	5
4.1 Aspectos observados	5
4.1 Definição das variáveis	6
5 RESULTADOS E ANÁLISES	7
5.1 Descrição breve do projeto.....	7
5.2 Verificação teórica	8
5.2.1 Cálculo do nível de pressão sonora interno	8
5.2.2 Cálculo do isolamento sonoro	10
5.3 Análise experimental	11
5.3.1 Teste experimental do nível de pressão sonora interno	11
5.3.2 Teste experimental do isolamento sonoro	12
6 CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
Anexo I	16
Apêndice I	17

1. INTRODUÇÃO

Na busca pelo aumento da produtividade fabril, motivadas pelo atendimento da demanda consumidora, as indústrias não medem esforços no que diz respeito à necessidade de investimentos. Evolução tecnológica, automação e aquisição de novos meios produtivos são, geralmente, prioridades na linha de desenvolvimento para o avanço progressivo da industrialização. Não é difícil, porém, verificar que frente a estas, as necessidades dos trabalhadores responsáveis por este avanço, muitas vezes acabam ficando em segundo plano. Mais difícil perceber é que a falta de um ambiente de trabalho saudável pode comprometer o sucesso da evolução planejada.

A perda de audição induzida por ruído (PAIR) figura como uma das principais enfermidades profissionais irreversíveis presentes no meio industrial. Entre os efeitos mais comuns a esta patologia estão o nervosismo, alterações comportamentais, fadiga, cansaço, redução do desempenho e altas taxas de afastamento do trabalho. Além disso, a PAIR contribui substancialmente para a redução da qualidade de vida, afetando o convívio social e familiar dos indivíduos.

No controle a esta situação, cada país formula sua legislação de maneira a propiciar condições mínimas para a realização de cada atividade. No Brasil, pela Consolidação das Leis Trabalhistas (CLT), a Norma Regulamentadora NR-15 apresenta a dose máxima de ruído que pode ser experimentada por um trabalhador em sua jornada de trabalho. Além disso, a NR-9 prevê que toda empresa deve possuir um Programa de Prevenção de Riscos Ambientais (PPRA) e que, quando o nível de ruído for um dos agentes de risco identificados, a organização deve conduzir um Programa de Conservação Auditiva (PCA).

Para Bistafa (2006), as medidas administrativas e de engenharia são os elementos mais importantes de um PCA, pois por meio delas é que se torna possível a redução da exposição ou do nível de pressão sonora e, conseqüentemente, do risco de perda de audição. Neste momento, o enclausuramento de máquinas e equipamentos aparece como forte exemplo de medida de engenharia.

2. OBJETIVOS

Dentro da hierarquia do controle de ruído, que apresenta em primeira linha a atuação junto à fonte sonora, o enclausuramento, por sua vez, é um método que atua na trajetória de propagação do ruído, mostrando-se uma solução prática e viável no controle deste, especialmente em aplicações onde o equipamento a ser tratado já esteja em operação. Segundo Gerges (2000), este mecanismo está baseado na manutenção da energia sonora no interior da clausura, além de sua dissipação parcial através da absorção feita pelo revestimento interno. Sua eficiência e comportamento dependem principalmente de três fatores: o volume do enclausuramento e o número de aberturas necessárias, a perda de transmissão das paredes e a energia sonora absorvida em seu interior.

O enclausuramento é considerado compacto quando a menor distância entre suas superfícies internas e a fonte for menor que um comprimento de onda, ou seja, $l \leq \lambda$, na frequência mais baixa do espectro da fonte. Neste caso, o campo acústico é considerado reativo. No caso de $l \geq \lambda$, o enclausuramento é considerado amplo e o campo acústico difuso. Esta última classificação divide-se em dois casos: Enclausuramento em Campo Livre e Enclausuramento Dentro de uma Fábrica.

O presente trabalho referencia-se por este segundo caso e tem por objetivo a verificação teórica e a comprovação experimental do projeto e execução de um enclausuramento industrial. A meta é que se obtenha um desvio máximo de 5dB entre a redução do nível de pressão sonora calculada e a obtida experimentalmente.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir são apresentados alguns conceitos fundamentais importantes para o bom entendimento da proposta anunciada.

3.1. Som

Para Bistafa (2006), o som pode ser definido como uma variação da pressão ambiente detectável pelo sistema auditivo. As vibrações das moléculas de ar a partir de uma estrutura vibrante, desde que atendam certas condições de amplitude e frequência, geram sons perceptíveis ao ouvido humano.

Ao som desagradável ao ouvido é dado o nome de ruído. A definição de ruído é subjetiva e varia a cada indivíduo, pois é afetada por gostos ou preferências de cada um. Por exemplo, para um fã do gênero, o *heavy metal* soa como uma melodiosa harmonia; no entanto, para outras pessoas, pode ser um ruído insuportável.

As condições físicas e psicológicas de um ser humano, bem como as condições do ambiente em que este se encontra inserido, também podem determinar se uma flutuação de pressão será caracterizada como som ou ruído. Neste caso, o mesmo ronco de motor que emociona os espectadores de corridas automobilísticas numa manhã de domingo, pode ser fator decisivo para um forte aumento no nível de stress de um motorista que se encontra preso em um tradicional congestionamento das grandes cidades, ou mesmo a um trabalhador que esteja em seu escritório localizado em uma movimentada avenida.

3.2. Mecanismo da audição

O ouvido humano é um sistema bastante complexo e delicado, tão sensível a ponto de trabalhar com variações da amplitude do som na ordem de dez quatrilhões de vezes. A mínima pressão acústica detectável, ou seja, o limiar da audibilidade, é 2×10^{-5} Pa. Já a variação de pressão capaz de causar dor, o chamado limiar da dor, equivale a 60 Pa. A banda de frequência auditiva, ou seja, o intervalo de frequências detectáveis pelo ouvido é chamado faixa de áudio e vai de 20 Hz a 20.000 Hz. Tamanha sofisticação deste aparelho é motivo pelo qual o processamento do som, mesmo após anos de estudo, para muitos autores ainda não é totalmente compreendido.

Modernamente falando, a orelha, em substituição ao termo ouvido, para fins de estudo é dividida em três partes: orelha externa, orelha média e orelha interna. As flutuações de pressão percorrem o conduto auditivo externo até atingirem a membrana chamada tímpano, fazendo-a vibrar. Estas vibrações são transmitidas mecanicamente aos três ossículos que compõem a orelha média, fazendo a função de um amplificador. Já na orelha interna, composta por uma rede de músculos, dutos e nervos, ondas de pressão hidráulica propagam-se até a cóclea, fazendo suas paredes vibrarem. As ondas viajam pela série de dutos atingindo a membrana basilar, que por sua vez excita o órgão de Corti fazendo com que este transforme a energia vibratória em impulsos elétricos, transmitidos ao cérebro via nervo coclear.

Qualquer degradação no sistema auditivo é considerada perda de audição. Entre os tipos mais comuns está a perda de audição induzida por ruído. Longas exposições a elevados níveis de pressão sonora causam lesões na cóclea e nas células ciliadas, afetando a capacidade auditiva em faixas de frequências específicas. Além disso, exposições prolongadas a ruídos altos culminam em alterações comportamentais do indivíduo, tais como nervosismo, fadiga mental, irritabilidade e conseqüente prejuízo no desempenho do trabalho.

3.3. Decibel

Ao contrário de como é amplamente conhecido ou interpretado, o *bel* não é uma grandeza e sim, uma razão entre ordens de grandeza. Batizado em homenagem a Alexander Graham Bell (1847-1922), fundador da Bell Telephone Company em 1877, o *bel* não é utilizado

apenas na área da acústica. Pode ser empregado na comparação de potências ou grandezas proporcionais à potência, como voltagens ou intensidades.

Com o intuito de comprimir distintas ordens de grandeza, fato dificultoso em uma escala linear, introduziu-se a escala logarítmica. A equação 3.1 apresenta a definição do *bel* para sua aplicação original: comparar potências de sistemas de telefonia por meio de sinais elétricos.

$$bel = \log\left(\frac{P}{P_0}\right) \quad (3.1)$$

onde P é a potência do sistema e P_0 a potência de referência.

Como 1 *bel* representa $P=10.P_0$, surgiu a necessidade de se detalhar melhor esta escala; então os engenheiros da Bell Labs. dividiram o *bel* em dez e criaram a escala em decibel. Verificou-se que 1 decibel (dB) era aproximadamente a perda de potência em uma milha de cabo padrão (MSC), medida utilizada anteriormente à criação do *bel*, e também equivalia à mínima variação de potência sonora detectável pelo ouvido humano.

Assim, define-se o nível potência sonora como:

$$NWS = 10.\log\left(\frac{W}{W_0}\right) \quad (3.2)$$

onde NWS é o nível de potência sonora, em dB, W a potência sonora existente, em W e W_0 a potência sonora de referência (10^{-12} W).

Como para ondas esféricas progressivas a potência sonora é proporcional ao quadrado do valor eficaz da pressão sonora, em termos desta:

$$NPS = 10.\log\left(\frac{p^2}{p_0^2}\right) = 20.\log\left(\frac{p}{p_0}\right) \quad (3.3)$$

sendo NPS o nível de pressão sonora, em dB, p a pressão sonora que se quer determinar o nível, em Pa e p_0 a pressão sonora de referência (2×10^{-5} Pa).

Analogamente, sendo a intensidade sonora diretamente proporcional à potência sonora:

$$NIS = 10.\log\left(\frac{I}{I_0}\right) \quad (3.4)$$

onde NIS é o nível de intensidade sonora, em dB, I a intensidade sonora, em W/m^2 e I_0 a intensidade sonora de referência (10^{-12} W/m^2).

3.4. Espectro Sonoro

Um som grave é distinguido de um agudo pela altura. Esta qualidade é dependente da frequência e, quanto maior for esta, mais alto ou agudo será o som, caso contrário, será classificado como baixo ou grave.

Tom puro é o som numa única frequência (Figura 3.1). Geralmente, os sons percebidos pelos humanos são combinações de tons puros em várias frequências. O espectro sonoro fornece o valor eficaz da pressão sonora para cada frequência presente no som. Os ruídos normalmente têm espectros sonoros que cobrem uma ampla faixa de frequências (Figura 3.2).

Os instrumentos mais completos de medição acústica fornecem o espectro sonoro em bandas ou faixas de frequências. Este recurso permite avaliar o som ou ruído em alguma frequência específica, tal como na faixa crítica ao ouvido humano.

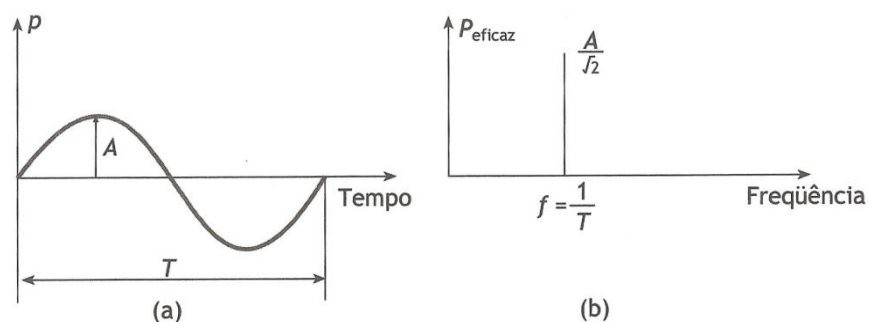


Figura 3.1 – (a) Forma de onda de um tom puro na frequência f ; (b) espectro sonoro do tom puro. Fonte: Bistafa, 2006

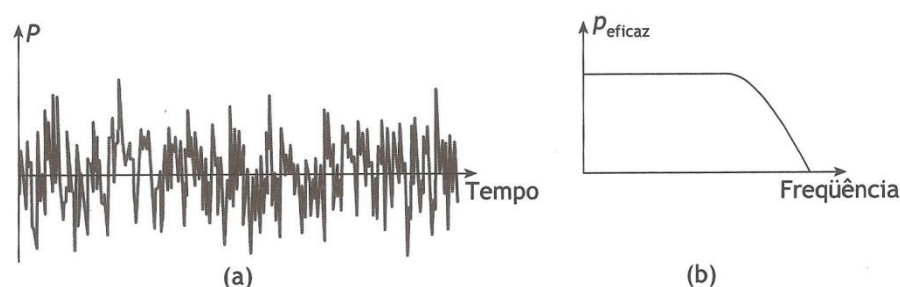


Figura 3.2 – (a) Forma de onda de um ruído; (b) espectro sonoro do ruído. Fonte: Bistafa, 2006

3.5. Audibilidade

Um dos motivos para a adoção do decibel foi por ser equivalente à mínima variação de pressão sonora detectada pelo ouvido humano. Tal variação recebe o nome de *variação apenas perceptível* ou *limiar diferencial*. Portanto, o limiar diferencial do nível de pressão sonora é próximo de 1 dB. Este valor é verificado para sons na faixa de 30 a 40 dB, nas médias e altas frequências. Já para sons de elevados níveis sonoros, o limiar diferencial é reduzido para 0,3 a 0,5 dB, em qualquer frequência.

No âmbito das frequências, foi visto anteriormente que o sistema auditivo humano detecta sons na faixa de 20 a 20.000 Hz, no entanto, não é igualmente sensível ao longo desta. Uma maior sensibilidade é notada no intervalo entre 2.000 e 5.000 Hz, sendo que esta diferenciação é mais pronunciada para baixos níveis de pressão sonora. O limiar diferencial para tons puros com frequências abaixo de 500 Hz é de aproximadamente 2 a 3 Hz, enquanto que para frequências acima de 500 Hz, o limiar diferencial relativo ($\Delta f/f$) está em torno de 0,5% [Bistafa, 2006].

Conforme Gerges (2000), para dar a mesma audibilidade subjetiva, um tom de 100 Hz deve ter um nível 5 dB mais alto que um tom de 1.000 Hz a 80 dB.

3.6. Curvas Isofônicas

Na seção anterior foi vista a definição para sensação subjetiva de intensidade do som, que depende da frequência do mesmo. A fim de mensurá-la, foi criada uma grandeza psicoacústica denominada *nível de audibilidade*, que por sua vez é função do nível sonoro e de sua frequência.

Experimentos com ouvintes treinados - que a partir de um tom puro a 1.000 Hz e com intensidade conhecida, ajustavam o nível sonoro de outro tom puro para determinada frequência até que os julgasse equivalentes - geraram as chamadas curvas isofônicas (mesmo valor de fones) ou isoaudíveis (mesmo nível de audibilidade). Estas curvas são resultantes da

ligação dos pontos com mesmo nível de audibilidade ao longo da faixa de frequência audível. O nível de pressão sonora do tom puro a 1.000 Hz passou a ser a medida do nível de audibilidade, que tem por unidade o fone.

3.7. Avaliação de ruído

Ao longo do tempo, tem se buscado maior entendimento quanto ao funcionamento, comportamento e reação do sistema auditivo humano frente às situações a que é submetido. É sabido que além do nível de pressão e da frequência, o ouvido humano é sensível ao tempo de exposição ao ruído e também sofre degradação por causa deste. Neste sentido, métodos foram desenvolvidos com o intuito de tornar objetiva a avaliação do ruído, retratando de forma mais fiel a sensação do ouvido e possibilitando sua classificação, comparação e controle.

Os medidores de níveis sonoros, em sua função elementar, fornecem o nível de pressão sonora total de determinado som, ou seja, um número único representativo de toda a energia sonora contida na faixa de frequências que o medidor capta. Entretanto, o sistema auditivo apresenta comportamentos distintos para sons em diferentes frequências e foi necessário adaptar os aparelhos medidores a esta condição. Para isso, duas funcionalidades, entre outras, foram adicionadas aos medidores: os filtros ponderadores e os filtros de oitava.

Os filtros ponderadores modificam o espectro sonoro de maneira a aproximá-lo da sensação auditiva e do conceito de audibilidade. A escala A aproxima a sensação auditiva correspondente à curva isofônica de 40 fones, desenfazando baixas frequências. Esta escala é amplamente utilizada pela sua boa correlação com a perda de audição por ruído.

Os filtros de oitava permitem avaliar de que maneira a energia sonora se distribui em faixas de frequência predeterminadas. Assim, o resultado deixa de ser um número único equivalente à energia sonora contida na faixa de frequência total que o aparelho pode detectar.

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

4.1. Aspectos observados

A soldagem por resistência, como qualquer outro processo industrial, precisa ser controlada e verificada periodicamente para a garantia dos requisitos especificados. Na soldagem de chapas metálicas, o principal parâmetro monitorado é o diâmetro do botão de solda (também conhecido por lentilha ou pepita), resultante do processo de separação das chapas já soldadas. Este procedimento requer a inutilização da peça testada, pois é preciso realizar o arrancamento das peças inicialmente unidas pela soldagem. Dependendo do tipo de produto fabricado, bem como da frequência de ensaios, este método pode representar grandes custos com sucata dentro do processo de produção.

Atualmente, além do controle estatístico do processo, existem equipamentos modernizados para verificação desta característica que utilizam o ultrassom para obtenção dos dados. Mesmo assim, o teste de arrancamento (figura 4.1.a) com posterior medição da pepita de solda (figura 4.1.b) se mantém como o método mais confiável para o controle do processo de soldagem, sendo empregado na grande maioria das empresas deste ramo, além de ser exigência de montadoras para a validação dos produtos fornecidos.

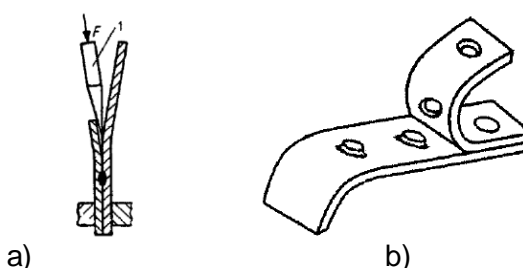


Figura 4.1 - (a) Separação das chapas soldadas; (b) Lentilhas ou pepitas de solda

A aplicação deste teste aumenta seu nível de complexidade na medida em que se trabalha com peças maiores, de chapas mais espessas e com pontos de solda próximos entre si. É exigido certo esforço físico para a separação das chapas através do manuseio de marteletes elétricos ou pneumáticos, sendo estes os grandes responsáveis pela geração de ruído.

Neste momento surge a necessidade da diminuição, ou pelo menos do isolamento do ruído em relação aos trabalhadores próximos. Em busca deste ambiente de trabalho mais saudável decidiu-se pela adoção de um enclausuramento acústico para a realização dos ensaios destrutivos das peças soldadas.

Inicialmente, pensou-se em construir um isolamento tipo incubadora, de maneira que a pessoa executora do ensaio colocasse apenas os braços em seu interior, ficando isolada do ruído; no entanto, esta configuração restringiria alguns movimentos e mostrou-se inviável. Partiu-se então para a definição do modelo tipo cabine, no qual o operador fica completamente inserido e tem liberdade total de movimentos para a execução dos testes. No entanto, a desvantagem deste modelo é que o operador fica sujeito, também, ao ruído gerado pela atividade, necessitando a utilização de EPI's, enquanto os demais estão protegidos pelo isolamento.

4.2. Definição das variáveis

A premissa básica para a definição do projeto do enclausuramento é que o ruído permeado através deste não ultrapasse os 85 dB(A); nível máximo de pressão sonora permitido pela NR-15 a que um trabalhador seja exposto, para uma jornada de trabalho de oito horas sem a utilização de EPI's.

Também é importante conhecer o estado acústico do interior da cabine, ao qual estará submetido o executante dos ensaios. Este deverá estar adequadamente protegido para evitar danos ao seu sistema auditivo.

O produto selecionado para balizar o dimensionamento da cabine e as medições de ruído foi o reforço inferior aplicado nas laterais dos modelos GM Celta e Prisma, que recebe a soldagem do suporte do cinto de segurança e requer o teste de arrancamento deste componente. Este item foi escolhido por ser o que exige maior espaço para o trabalho e também o que emite o maior nível de ruído entre as peças testadas. A seguir, na figura 4.2 são mostradas algumas características do produto.



Figura 4.2 – Produto selecionado para dimensionamento do enclausuramento

Com a utilização de um medidor de precisão da marca Bruel & Kjaer, modelo 2236C, foram realizadas as medições do nível de pressão sonora, em dB(A), para o referido teste, antes da colocação do enclausuramento. A tabela 4.1 mostra os resultados obtidos.

Tabela 4.1 – NPS sem o enclausuramento

f (Hz)	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Global
NPS(dB(A))	70	76	85	91	101	107	108	114	113	118

A escala de ponderação dB(A) foi utilizada por ser a indicada pela norma regulamentadora NR-15 para avaliação de ruídos contínuos ou intermitentes. Ruído contínuo é definido como aquele de duração inferior a um segundo com intervalos maiores de um segundo. Os equipamentos utilizados nos ensaios trabalham na faixa de 2800 a 3600 golpes por minuto, o que caracteriza intervalos inferiores a um segundo.

5. RESULTADOS E ANÁLISES

De posse do projeto GEPORS09201101, executado pela empresa Ruído Zero, partiu-se para a verificação teórica do mesmo, já que este não apresenta memorial de cálculo; apenas afirma que atende às condições exigidas.

A seguir, serão apresentadas as características do projeto relevantes sob o ponto de vista acústico, ocultando-se informações de cunho construtivo ou estrutural, alheias ao objeto deste estudo.

5.1. Descrição breve do projeto

A cabine proposta tem formato paralelepípedo, de dimensões nominais 3000 x 2500 x 3000 mm, e suas faces foram nomeadas conforme a Figura 5.1.

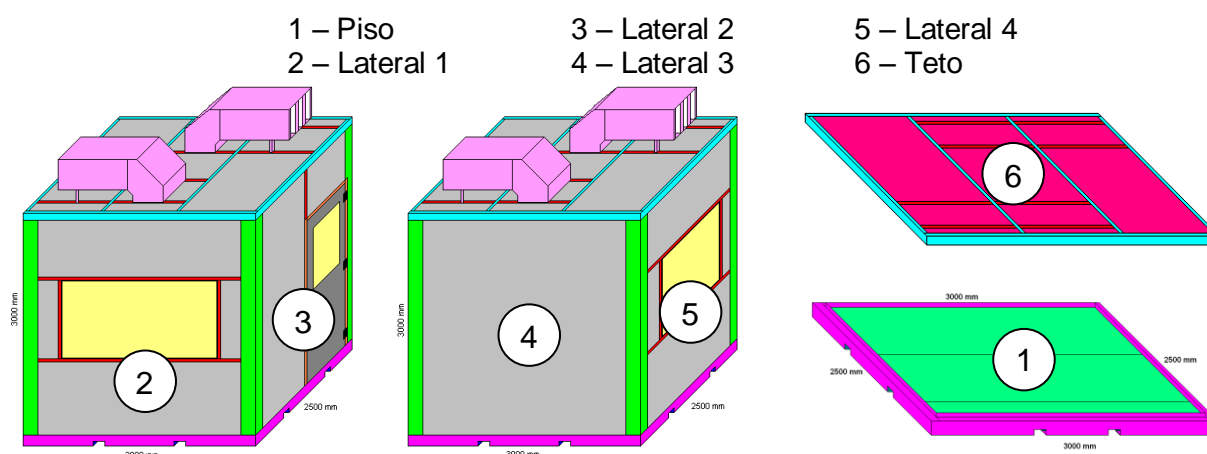


Figura 5.1 – Numeração das faces do enclausuramento

As faces são basicamente compostas por diferentes combinações de painéis acústicos, colunas e visores (janelas). Os painéis e as colunas são compostos por duas chapas metálicas (perfuradas ou não) com material absorvente entre elas. Já os visores são de vidros duplos com câmara de ar. A tabela 5.1 apresenta as características dos componentes e a Figura 5.2 a montagem esquemática dos painéis.

Tabela 5.1 – Composição dos materiais da cabine

Componente	Camada interna	Camada intermediária	Camada externa
Painéis	Chapa aço perfurada 1 mm	Rollisol® 100 mm	Chapa aço lisa 1,55 mm
Visores	Vidro 8 mm	Ar 12 mm	Vidro 10 mm
Porta	Chapa aço lisa 1,55 mm	Rollisol® 100 mm	Chapa aço lisa 1,55 mm
Colunas	Chapa aço lisa 2,65 mm	Lã de vidro 60 kg/m ³	Chapa aço lisa 2,65 mm
Piso	Chapa aço lisa 3 mm	Rollisol® 100 mm	Chapa aço lisa 3 mm
Teto	Chapa aço perfurada 1 mm	Rollisol® 100 mm	Chapa aço lisa 1,55 mm

A furação das chapas é em formato circular, com 5 mm de diâmetro e 7 mm entre centros.

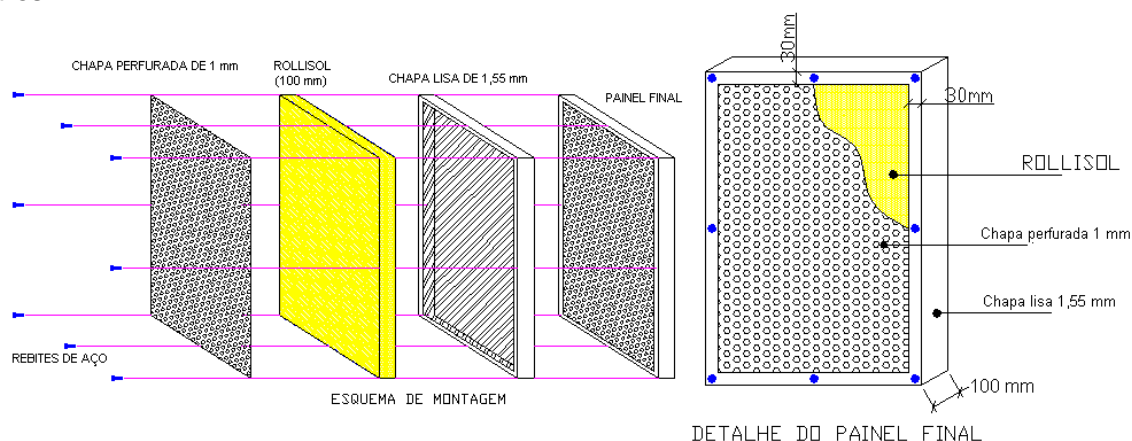


Figura 5.2 – Configuração dos painéis acústicos

A climatização e a renovação de ar no interior da cabine se darão pela instalação de um condicionador de ar Split Space Carrier 18000 BTUs, cuja taxa de renovação de ar é de 820 m³/h. Desta maneira, não se fazem necessárias as aberturas e os atenuadores montados no forro, conforme mostra a Figura 5.1.

5.2. Verificação teórica

5.2.1. Cálculo do nível de pressão sonora interno

Segundo Bistafa (2006), em painéis acústicos com a configuração apresentada, que utilizam chapas perfuradas do lado interno, quando a área perfurada ultrapassa 20%, a absorção sonora do conjunto é controlada exclusivamente pelo material absorvente. Calculando-se para a chapa utilizada, verificou-se que esta condição se aplica. A tabela 5.2 mostra o cálculo da área perfurada.

Tabela 5.2 – Cálculo da área perfurada das chapas internas

Diâmetro dos furos (m)	0,005
Distância entre centros (m)	0,007
Distância entre furos (m)	0,002
Área furo (m²)	1,9635E-05
Furos/m²	20327
Área perfurada/m²	40%

Utilizando-se a equação 5.1 é possível calcular a absorção total (A) do interior da cabine (Tabela 5.3). Os valores de α considerados foram fornecidos pelos fabricantes dos materiais e são apresentados no Anexo I.

$$A = \sum S_i \alpha_i \quad (5.1)$$

onde A é a absorção total, em Sabine, S_i é a área de cada superfície, em m² e α é o coeficiente de absorção de cada superfície.

Tabela 5.3 – Cálculo da absorção total da cabine

FACE	COMPONENTE	S (m ²)	S.α (63 Hz)	S.α (125 Hz)	S.α (250 Hz)	S.α (500 Hz)	S.α (1000 Hz)	S.α (2000 Hz)	S.α (4000 Hz)	S.α (8000 Hz)	S.α (NRC)
1	Painel	6,44	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13	0,13
2	Painel	5,15	1,13	1,13	2,52	4,43	5,10	5,10	5,05	5,05	4,38
	Visor	2,00	0,12	0,12	0,10	0,08	0,06	0,04	0,04	0,04	0,08
	Colunas	0,55	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
3	Painel	3,68	0,81	0,81	1,80	3,16	3,64	3,64	3,60	3,60	3,12
	Porta	1,54	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	Visor	0,56	0,03	0,03	0,03	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02
	Colunas	0,55	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
4	Painel	7,15	1,57	1,57	3,50	6,15	7,08	7,08	7,01	7,01	6,08
	Colunas	0,55	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
5	Painel	4,28	0,94	0,94	2,09	3,68	4,23	4,23	4,19	4,19	3,63
	Visor	1,50	0,09	0,09	0,08	0,06	0,05	0,03	0,03	0,03	0,06
	Colunas	0,55	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
6	Painel	6,44	1,42	1,42	3,16	5,54	6,38	6,38	6,31	6,31	5,47
A (Sabine)			6,32	6,32	13,48	23,32	26,75	26,71	26,44	26,44	23,05

Os valores de absorção são fundamentais para o cálculo do nível de pressão sonora em campo reverberado. Dado pela equação 5.2, este *NPS* leva em consideração o campo direto e o reverberado para um receptor em ambiente fechado, ou seja; consideram-se ondas que se propagam diretamente da fonte ao receptor e ondas refletidas pelas superfícies do local:

$$NPS = NWS + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{C} \right) \quad (5.2)$$

Onde:

$$NWS = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (5.3)$$

$$W = \frac{4P_{rms}^2 \pi r^2}{\rho_0 c} \quad (5.4)$$

$$C = \frac{S \alpha_m}{1 - \alpha_m} \quad (5.4)$$

$$\alpha_m = \frac{\sum S_i \alpha_i}{\sum S_i} \quad (5.5)$$

sendo *NPS* e *NWS* respectivamente os níveis de pressão e potência sonora no ponto considerado em dB, *Q* o fator direcional da fonte (*Q*=1 para fonte que irradia igualmente em todas as direções, *Q*=2 para fonte contra um plano reflexivo e *Q*=3 para fonte entre dois planos reflexivos), *r* a distância do ponto até a fonte em metros, *C* a constante da sala em m², *S* a área total das superfícies que delimitam o local em m², α_m o coeficiente de absorção médio, *S_i* a área das diferentes superfícies e α_i o coeficiente de absorção das mesmas.

Considerando a distância $r = 1$ m, os valores de *NPS* calculados são apresentados na tabela 5.4. Percebe-se que, em função do campo reverberado, o nível de ruído no interior da cabine deve ser maior em relação à condição anterior, sem o enclausuramento.

Tabela 5.4 – Nível de pressão sonora calculado para o interior da cabine

Frequencia	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	Global
<i>NPS</i> (dB(A))	82	91	95	103	108	109	115	114	120

5.2.2 Cálculo do isolamento sonoro

O cálculo da perda por transmissão de cada face do enclausuramento foi realizado utilizando-se os conceitos de paredes duplas e paredes compostas. Paredes duplas são formadas por diversos painéis separados por espaços preenchidos, ou não, por material absorvente. Paredes compostas têm sua área total constituída pela combinação de materiais diferentes. O caso mais comum é o de uma parede com uma porta ou janela.

Recomenda-se a utilização de paredes com espessuras diferentes para evitar que ambas tenham a mesma frequência crítica, ou seja, que a excitação das frequências de ressonância não ocorra simultaneamente. A equação 5.6 apresenta o cálculo da frequência de ressonância para paredes duplas com ondas de incidência qualquer e as equações 5.7 a 5.11 mostram a expressão de Göesele, segundo Kurra (2012), para estimar a atenuação sonora de paredes duplas:

$$f_r = 84 \sqrt{\frac{1}{d} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (5.6)$$

$$R \cong R_1 + R_2 + \Delta R \quad (5.7)$$

$$f_d = \frac{c}{2\pi d} \quad (5.8)$$

Se $f < f_d$:

$$\Delta R = 20 \log \left(2 \frac{f}{f_d} \right) \quad (5.9)$$

Se $f > f_d$:

$$\Delta R = 6 \quad (5.10)$$

Se $f < f_r$:

$$\Delta R = 20 \log((m_1 + m_2)f) - 53 \quad (5.11)$$

sendo f_r a frequência de ressonância, em Hz, d a distância entre as duas paredes, em m, m_1 e m_2 a massa superficial das paredes 1 e 2, em kg/m², R a perda por transmissão total da parede dupla, em dB, R_1 e R_2 as perdas por transmissão de cada parede, em dB, ΔR a perda por transmissão adicional, em dB, f_d a frequência crítica, em Hz, c a velocidade do som no ar, em m/s e f a frequência considerada, em Hz.

Além da expressão de Göesele, utilizou-se a Lei de Massa (equação 5.11) para cálculo da perda por transmissão em todo o espectro de frequências. Os resultados são apresentados no apêndice I para as cinco composições diferentes.

A partir dos índices de atenuação para cada tipo de componente, procedeu-se com o cálculo da perda por transmissão para as quatro faces laterais do enclausuramento, numeradas conforme figura 5.1.

O índice de redução sonora de uma parede composta é dado pela equação 5.12:

$$R = 10 \log \left(\frac{\sum S_i}{\sum \left(\frac{S_i}{10^{\frac{R_i}{10}}} \right)} \right) \quad (5.12)$$

onde R é a perda por transmissão total da parede composta, em dB, S_i a área da superfície i , em m^2 e R_i a perda por transmissão da superfície i , em dB.

Com a perda por transmissão de cada parede pode-se definir o nível de pressão sonora resultante, através da equação 5.13.

$$NPS_{ext} = NPS_{int} - R \quad (5.13)$$

onde NPS_{ext} e NPS_{int} são, respectivamente, os níveis de pressão sonora externo e interno da cabine e R é a perda por transmissão das paredes, ambos em dB.

A tabela 5.5 mostra os valores calculados para o NPS externo considerando duas situações: perda por transmissão das paredes pelos métodos de Göesele e Lei das Massas.

Tabela 5.5 – NPS resultante calculado a partir da perda por transmissão das paredes

	Frequencia (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Global
Face 2	<i>NPS (Göesele)</i>	62	66	72	76	76	71	71	64	81
	<i>NPS (Lei de massa)</i>	62	66	66	69	69	64	64	57	75
Face 3	<i>NPS (Göesele)</i>	62	68	72	76	76	71	71	64	82
	<i>NPS (Lei de massa)</i>	62	65	65	69	69	64	64	57	75
Face 4	<i>NPS (Göesele)</i>	63	67	73	77	77	72	72	65	82
	<i>NPS (Lei de massa)</i>	63	66	66	70	70	65	65	58	76
Face 5	<i>NPS (Göesele)</i>	62	66	72	76	76	71	71	64	81
	<i>NPS (Lei de massa)</i>	62	66	65	69	69	64	64	57	75

5.3. Análise experimental

Com a cabine construída e instalada em seu local de funcionamento, partiu-se para a avaliação de seu desempenho acústico. Foram tomados todos os cuidados possíveis para que as condições dos ensaios fossem as mais propícias ao atendimento do objetivo do estudo. Garantiu-se a utilização do mesmo produto, bancada de ensaio, dispositivos de fixação, martelete pneumático, localização dentro do prédio industrial, horário de execução e instrumento de medição.

5.3.1. Teste experimental do nível de pressão sonora interno

A tabela 5.6 apresenta os valores de nível de pressão sonora, por bandas de oitava, medidos no interior do enclausuramento, sob os quais estará submetido o operador do ensaio. A distância de 1 m entre a fonte e o medidor foi mantida neste ensaio.

Tabela 5.6 – *NPS* medido no interior da cabine

Frequencia	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	Global
<i>NPS</i> (dB(A))	93	96	103	110	113	118	118	122

A tendência de o *NPS* aumentar dentro da cabine foi satisfeita, motivada pela consideração das ondas do campo reverberado. A figura 5.3 mostra o comparativo entre os níveis de ruído inicial (campo aberto), teórico e medido.

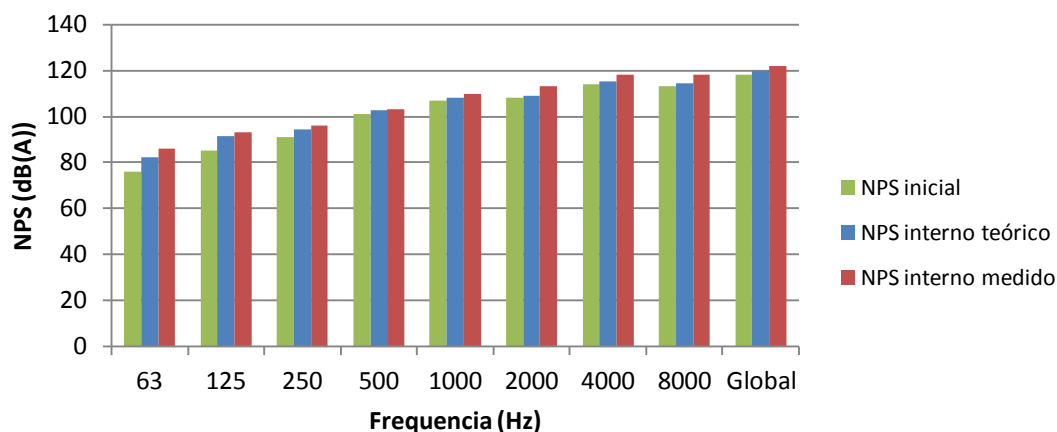


Figura 5.3 – Nível de ruído interno

5.3.2. Teste experimental do isolamento sonoro

Devido às diferentes configurações de materiais que cada lateral da cabine apresenta, realizou-se uma medição do *NPS* em frente a cada face, modificando-se a posição de execução do ensaio no interior da cabine, de maneira que a distância entre a fonte de ruído e o medidor se mantivesse próxima a 1 m. A figura 5.4 ilustra esta condição:

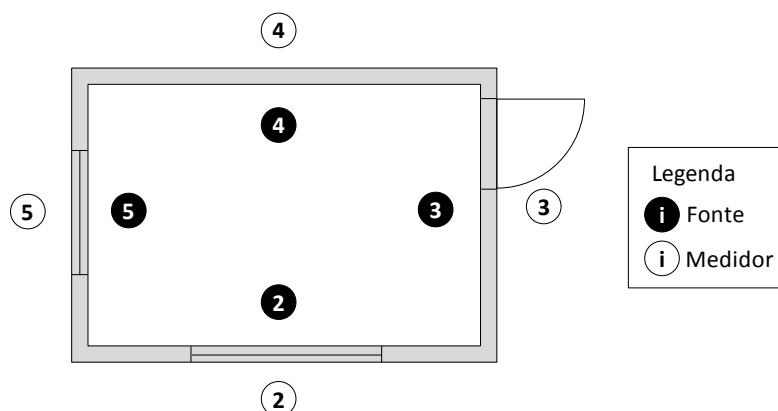
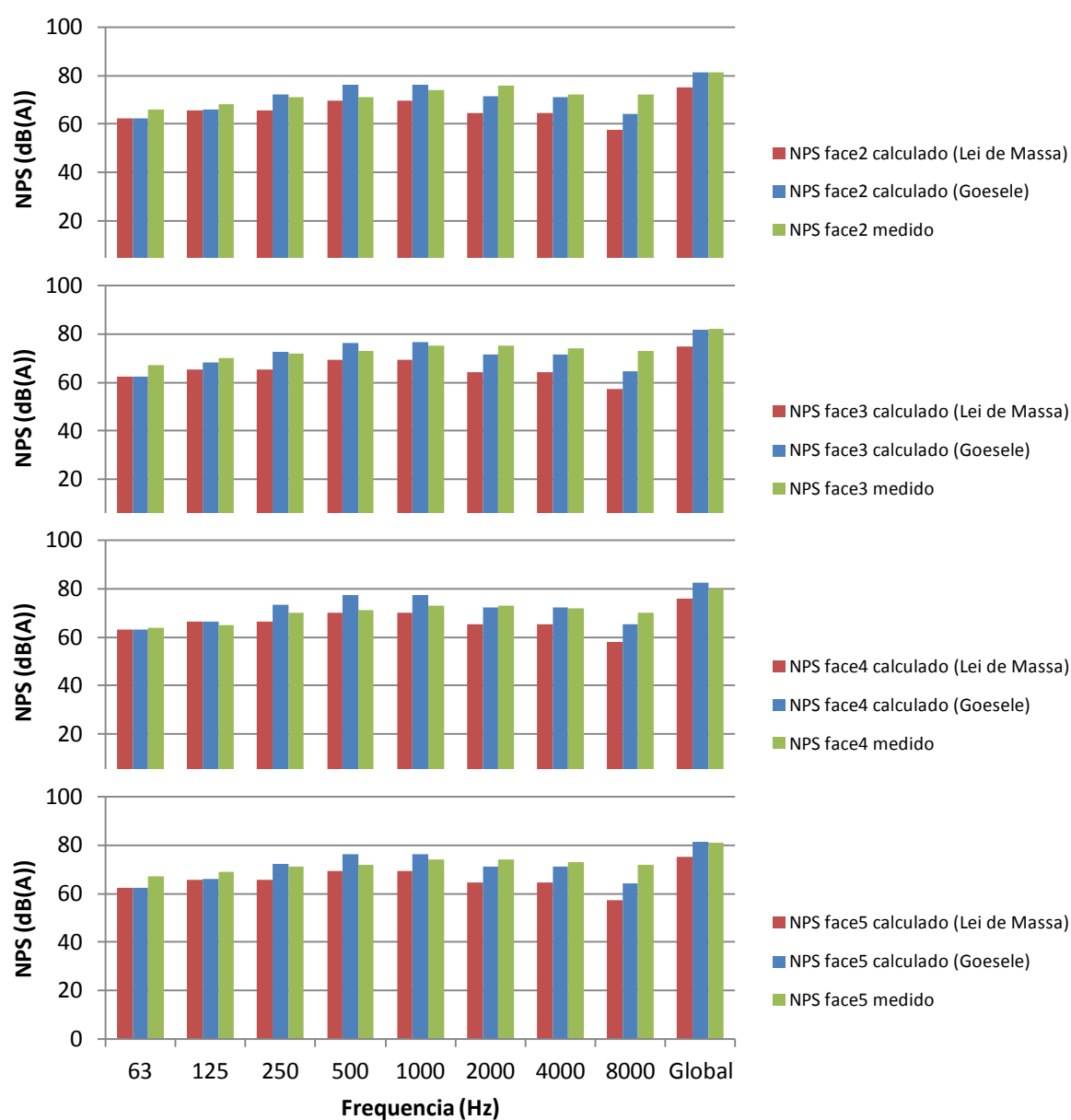


Figura 5.4 – Posições de ensaio e medição para cada face

A tabela 5.7 mostra os resultados obtidos na medição do *NPS* externo, conforme figura 5.4 e a comparação entre os valores do *NPS* externo, calculados teoricamente através da perda por transmissão das paredes da cabine e os obtidos experimentalmente, é apresentada na figura 5.5.

Tabela 5.7 – nível de pressão sonora externo

Frequencia	63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	Global
NPS Face 2 (dB(A))	66	68	71	71	74	76	72	72	81
NPS Face 3 (dB(A))	67	70	72	73	75	75	74	73	82
NPS Face 4 (dB(A))	64	65	70	71	73	73	72	70	80
NPS Face 5 (dB(A))	67	69	71	72	74	74	73	72	81

Figura 5.5 – Gráficos comparativos dos valores de *NPS* externos à cabine

A figura 5.6 mostra a cabine operando em seu local de funcionamento.



Figura 5.6 – visão geral do equipamento

6. CONCLUSÕES

A comparação dos valores do nível de pressão sonora obtidos experimentalmente com a instalação deste enclausuramento acústico em relação aos valores calculados teoricamente, revelou que os métodos de cálculo propostos pela bibliografia disponível proporcionam boas aproximações para este tipo de desenvolvimento. Destaca-se o fato de tais métodos estarem apoiados basicamente em equações empíricas e tabelas oriundas de ensaios experimentais, fato que torna cada aplicação um caso particular que demanda informações exclusivas para sua solução; dados estes que nem sempre estão disponíveis na literatura de uma área cada vez mais estudada, mas ainda carente.

No objeto deste estudo em particular, verificou-se que com a correta combinação de materiais é possível alcançar elevadas taxas de redução do nível de pressão sonora com o enclausuramento de máquinas e equipamentos industriais. A redução é tamanha a ponto de se afirmar que, devido ao ruído permeado pelas superfícies da cabine, não seria mais necessário que os trabalhadores atuantes na região em torno da mesma utilizassem equipamentos de proteção individual; não fosse pelo fato de o nível de ruído global das instalações industriais ultrapassar os valores máximos definidos pela legislação pertinente.

A aproximação teórica para este tipo de aplicação mostrou-se bastante eficiente para níveis de pressão sonora globais, para os quais obteve-se desvios máximos na ordem de 2dB, utilizando-se a expressão de Göesele. Já na avaliação por faixas de frequências específicas foram encontradas divergências maiores, principalmente em frequências acima de 1000 Hz, nas quais cada material tem um comportamento muito particular e requer maior fonte de dados experimentais para refinamento dos cálculos.

No caso avaliado, a expressão de Göesele apresentou melhores resultados em relação à Lei de Massa, sendo que esta última superou a primeira apenas em poucas bandas de frequências específicas de algumas paredes da cabine. Desta maneira, propõe-se que este método possa ser utilizado no projeto de enclausuramentos similares ao estudado.

No que tange ao condicionamento acústico no interior do enclausuramento, comprovou-se um aumento no nível de pressão sonora em relação à condição anterior. Mesmo com a utilização de materiais altamente absorventes, o emprego de chapas de aço e visores de vidro gera um campo reverberado de ondas sonoras que, somado ao campo direto, acaba por agravar a situação de risco a que é exposto o trabalhador. O nível de ruído ultrapassa o limiar da dor para o ser humano e torna-se obrigatório o uso de EPI's.

Sugere-se que a pessoa ao executar ensaios no interior da cabine utilize, no mínimo um abafador tipo concha, com capacidade de atenuação de 26 dB, o que permitiria uma exposição diária máxima de 1 hora e 45 minutos, conforme NR-15. Esta condição é satisfeita visto que cada operador não necessita mais do que 30 minutos por dia para executar os ensaios no interior da cabine.

Por fim, a verificação deste projeto garantiu uma execução segura na construção do dispositivo acústico de alto valor agregado. Ações como esta rumam no sentido de se conseguir um ambiente de trabalho saudável e abrem caminho para outras atuações de mesmo cunho. A busca pela eliminação completa dos equipamentos de proteção individual permanece até que se tenha um ambiente fabril propício a isto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bistafa, S. R., **“Acústica Aplicada ao Controle do Ruído”**, Edgard Blucher, São Paulo, 1ª edição, 2006.

Gerges, S. N. Y., **“Ruído – Fundamentos e Controle”**, NR Editora, Florianópolis, 2ª edição, 2000.

Kurra, S.; **“Comparison of the models predicting sound insulation values of multilayered building elements”**, Applied Acoustics Journal, 73 (2012) 575–589.

Miguel, L. F. F., Tamagna, A., **“Notas de Aula de ENG03015 – Acústica Aplicada”**, 1ª edição, 2007.

NR-9, **“Programa de Prevenção de Riscos Ambientais”**, 29/12/1994.

NR-15, **“Atividades e Operações Insalubres”**, 09/12/2011.

Apêndice I

Abaixo são apresentados os gráficos comparativos dos valores de perda por transmissão dos diferentes materiais que compõem a cabine acústica, calculados pelo método de Göesele e pela Lei de Massa.

