



## TÉCNICA NUMÉRICA DE TPA PARA ANÁLISE VIBROACÚSTICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS

Gabriela Cristina Cândido da Silva<sup>1</sup>, Maria Alzira de Araújo Nunes<sup>2</sup>

<sup>1</sup>[gabrielacandido.s@gmail.com](mailto:gabrielacandido.s@gmail.com)

<sup>2</sup>[maanunes@unb.br](mailto:maanunes@unb.br)

Universidade de Brasília Campus UnB-Gama, Área Especial de Indústria

Projeção A, UNB - DF-480 Gama Leste, 72444-240, Brasília - DF, BRAZIL

**RESUMO:** As características acústicas de compressores herméticos são parâmetros críticos para a adequação e aceitação deste produto no mercado. Torna-se fundamental a predição do ruído irradiado por estes equipamentos ainda na fase de projeto visando sua mitigação. Nesse contexto, a modelagem numérica se torna viável para redução do custo relacionado com fabricação de protótipos e tempo de projeto. Neste trabalho é descrita uma metodologia de análise da trajetória da energia vibroacústica (Transfer Path Analysis -TPA) entre a fonte sonora e o receptor, com o objetivo de avaliar a contribuição de diferentes caminhos de propagação. Desta forma novas alterações no projeto acústico visando a minimização do ruído poderão ser propostas de maneira eficiente em função da contribuição mais significativa para o receptor. Resultados são apresentados utilizando um compressor hermético modelado através de acoplamento MEF/MEC demonstrando a viabilidade e potencialidade da metodologia proposta.

Palavras-chave: Compressor hermético, ruído, TPA, vibroacústica.

**ABSTRACT:** The acoustic characteristics of hermetic compressors are critical parameters for the adequacy and acceptance of this product on the market. It is essential to predict the radiated noise by such equipment in the design phase aimed the noise mitigation. In this context, numerical modeling becomes feasible to reduce the cost associated with the manufacture of prototypes and design time. This work describes a methodology of analysis of the vibroacoustic energy trajectory (Transfer Path Analysis -TPA) between the sound source and the receiver, in order to assess the contribution of different paths of propagation. Thus new design changes in order to minimize acoustic noise can be effectively proposed on the basis of the most significant contribution to the receiver. Results are presented using a hermetic compressor modeled by coupling FEM / BEM demonstrating the viability and potential of the proposed methodology.

Keywords: Hermetic compressor, noise, TPA, vibroacoustic.

**RESUMEN:** Las características acústicas de los compresores herméticos son parámetros críticos para la adecuación y aceptación de este producto en el mercado. Es esencial para predecir el ruido radiado por estos equipos todavía en la fase de diseño dirigido a la mitigación. En este contexto, el modelado numérico se convierte en factible reducir el coste asociado a la fabricación de prototipos y tiempo de diseño. Este trabajo describe una metodología de análisis de la trayectoria de la energía vibroacústica (Transfer Path Analysis -TPA) entre la fuente de sonido y el receptor, con el fin de evaluar la contribución de las diferentes vías de propagación. Por lo tanto nuevos cambios de diseño con el fin de minimizar el ruido acústico se pueden proponer efectivamente sobre la base de la contribución más significativa al receptor. Los resultados se presentan utilizando un compresor hermético modelada acoplado MEF / MEC demostrar la viabilidad y el potencial de la metodología propuesta.

Palabras clave: Hermético compresor, ruido, TPA, vibroacústica.

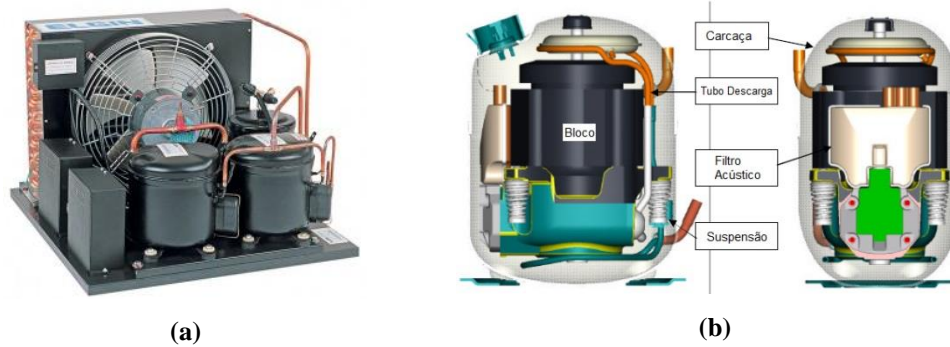
## 1. INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas a indústria da refrigeração apresentou um enorme progresso. Isto se deve à importância e necessidade dos sistemas de refrigeração para uma série de atividades desenvolvidas pelo homem, seja em processos industriais, comerciais, agrícolas, de produção ou de manufatura, quanto para proporcionar conforto térmico (Henklein, 2006).

Quando se fala em sistemas de refrigeração, pode-se citar o compressor hermético como sendo peça fundamental destes (Fig. (1)(a)). Estes equipamentos são largamente utilizados neste segmento, em especial para a aplicação em domicílios (geladeira, freezer, ar-condicionado, purificador de água, etc.) e edifícios empresariais (Nunes, 2005). Tal tipo de compressor é composto basicamente por um motor elétrico e um único pistão com válvula (constituindo o bloco interno) os quais estão conectados à carcaça por meio de uma suspensão de quatro molas e um tubo de descarga (Fig. (1)(b)). Em sistemas de refrigeração, o compressor é a maior fonte de ruído e vibração, sendo uma das prioridades das pesquisas desta indústria para mitigação do ruído irradiado (Henklein, 2006).

As principais fontes internas de ruído e vibrações de um compressor hermético são: a) a compressão do gás no interior do cilindro o qual excita o conjunto moto compressor; b) as forças eletromagnéticas no estator do conjunto moto-compressor; c) folgas internas encontradas principalmente no conjunto pistão-biela-eixo; d) vibrações transmitidas pelo sistema de descarga; e) vibrações transmitidas pelo óleo lubrificante e f) pulsação do gás no filtro acústico de sucção entre a carcaça e o conjunto moto-compressor (Nuñez et al, 2010).

Tojo et al (1980), por meio de experimentos, identificaram os principais meios de propagação da energia vibratória em um compressor hermético: o tubo de descarga, o qual transmite as vibrações do bloco para a carcaça; as molas de suspensão, as quais transmitem as vibrações do sistema moto-compressor (bloco) para a carcaça; e a cavidade fluida, que transmite o ruído interno gerado pela pulsação do filtro acústico (muffler) de sucção e a radiação sonora do conjunto moto-compressor para a carcaça através do campo acústico nela formado. Todos os caminhos de transmissão de ruído e vibrações convergem para a carcaça, sendo então, o elemento radiador de ruído para o meio externo, e assim para o receptor (ou consumidor).



**Figura 1:** (a) Compressor hermético instalado em um sistema de refrigeração. (b) Principais componentes de um compressor hermético, fonte: (Adaptado de Silveira, 2004).

As características acústicas de compressores herméticos são parâmetros críticos para a adequação deste produto às condições de consumo, sendo fundamental prever, ainda na fase de projeto, o ruído irradiado por estes equipamentos (Nunes, 2005). A modelagem numérica (Método de Elementos Finitos-MEF/Método de Elementos de Contorno-MEC) tornou-se cada vez mais importante para auxiliar a engenharia no processo de concepção e reduzir o número de protótipos físicos. A disponibilidade de técnicas de modelagem rápida, simples e precisa tornou-se essencial, especialmente no campo de NVH-Noise Vibration and Harshness (Gérard et al, 2002).

A Análise por Caminho de Transferência, ou TPA (Transfer Path Analysis) é uma ferramenta utilizada para avaliar a contribuição de diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica entre a fonte e o receptor, ligados por várias conexões (Padilha, 2006), dessa forma é possível determinar a importância relativa nesses caminhos, numa dada faixa de frequência, verificando qual deles apresenta a contribuição mais significativa para o receptor. Uma vez que os caminhos de transmissão de ruído sejam identificados e classificados, métodos de controle de ruído podem ser aplicados de forma mais eficiente.

A TPA pode ser realizada por técnicas analíticas empregadas em ferramentas de simulação. Nesse contexto, este artigo apresenta a fundamentação teórica básica sobre a técnica de Análise dos Caminhos de Transferências e exemplifica sua aplicação numérica em um compressor hermético, na determinação das trajetórias da energia vibroacústica entre a fonte sonora e o receptor.

Com a metodologia proposta, novas alterações no projeto acústico visando a minimização do ruído emitido pelo compressor podem ser propostas de maneira eficiente em função da

contribuição mais significativa para o meio externo. Os resultados apresentados utilizam um compressor hermético comercial modelado através de acoplamento MEF/MEC demonstrando a viabilidade e potencial da metodologia proposta

## **2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

As trajetórias vibroacústicas descrevem a forma como a energia percorre o caminho entre a fonte de ruído e o receptor. A Análise dos Caminhos de Transferência (TPA) é uma ferramenta utilizada para a avaliação da contribuição dos diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica (Padilha, 2006).

Basicamente duas quantidades devem ser determinadas durante a análise por TPA: as FRFs entre o receptor e os pontos de entrada do sistema em estudo; e a estimação das forças que são aplicadas aos pontos de entrada durante condições operacionais.

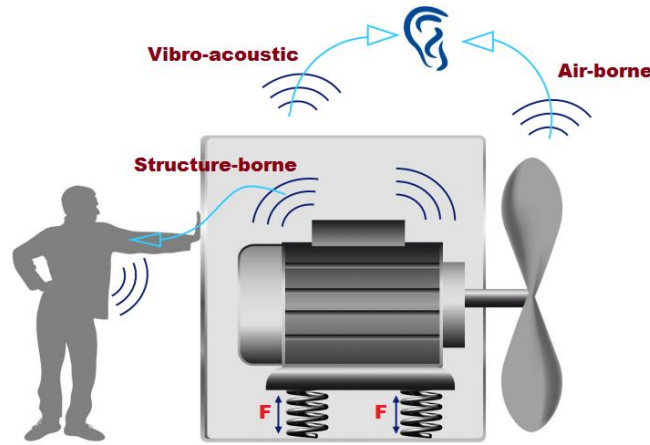
Cada trajetória é definida pela Função de Resposta em Frequência – FRF, de forma que os elementos existentes no caminho entre as duas extremidades do sistema são modelados dinamicamente e representados pelo resultado final da FRF.

As FRFs podem ser obtidas tanto analiticamente, por exemplo, por um modelo de elementos finitos, quanto experimentalmente. São estabelecidas duas condições. Uma delas é a condição não-operacional, em que as fonte de ruído e vibração do sistema estão desligados, facilitando o acesso aos pontos de medição. Cada trajetória é definida a partir da sua resposta em relação às excitações artificiais (martelo de impacto, excitador (shaker), entre outros).

Já na condição operacional, o sistema está em funcionamento operacional. O acesso aos pontos de estímulo pode ser difícil e modificar seu comportamento, por isso uma alternativa é trabalhar apenas com sinais de resposta, isto é, realizar as medições em um ponto próximo à fonte e outro próximo ao receptor. As medições nessa condição traduz o comportamento real de um sistema em sua condição de uso (Guimarães, 2008).

Há três tipos de trajetórias possíveis para a energia vibroacústica, ilustrados na Figura 2). As Trajetórias de Transferência de Vibração (Structure-borne) são FRFs que descrevem caminhos puramente sólidos, isto é, entre dois pontos de uma estrutura sólida por onde se propagam ondas de vibração. Trajetórias de Transferência Acústicas (Air-borne) são FRFs que descrevem trajetórias aéreas, ou seja, entre dois pontos localizados no espaço, envolvidos por ar.

Trajatórias de Transferência Vibroacústica (Vibro-acoustic) são FRFs que descrevem caminhos que possuem origem na estrutura e a resposta refere-se a um ponto localizado no espaço envolvido por ar.



**Figura 2:** Tipos de trajetória de energia vibroacústica.

Na Tabela 1 encontra-se o resumo das grandezas utilizadas em cada caso, através da aceleração  $a$ , força  $F$ , pressão sonora  $p$  e velocidade de volume  $Q$  (Guimarães, 2008). A referência citada pode ser utilizada para maiores esclarecimentos sobre as relações descritas na tabela.

**Tabela 1:** Tipos de FRFs

Condições de Operação	$H_{IJ}$	
	Não-operacionais	Operacionais
Trajatória de Vibração	$\frac{a}{F}$	$\frac{a}{a}$
Trajatória Acústica	$\frac{p}{Q}$	$\frac{P}{P}$
Trajatória Vibroacústica	$\frac{p}{F}$	$\frac{p}{a}$

Além das FRFs, é necessário conhecer as forças operacionais que são aplicadas nos pontos de entrada do sistema. As forças operacionais podem ser determinadas por meio de medições diretas, consideradas inviáveis, uma vez que, a inserção de transdutores de força altera a rigidez local das fixações das fontes. Ou estimadas a partir de parâmetros de medições auxiliares usando técnicas indiretas (método da rigidez complexa, método da inversão de matriz), que não

serão discutidos neste trabalho, mas podem ser encontrados em bibliografias dedicadas (Padilha, 2006; Guimarães, 2008).

Em TPA, a resposta total do receptor (aceleração ou pressão sonora) é considerada como uma sobreposição das contribuições individuais de cada caminho de transferência, com base no princípio de linearidade. Cada contribuição individual é calculada como o produto da FRF pela força operacional aplicado para aquele caminho. Matematicamente:

$$r_i(\omega) = \sum_{j=1}^n H_{ij}(\omega) \cdot F_j(\omega) \quad (1)$$

Sendo  $r_i(\omega)$  resposta no receptor, no ponto  $i$ , em função da frequência;  $H_{ij}(\omega)$  é a FRF entre o receptor  $i$  e a entrada  $j$ ; e  $F_j(\omega)$  a força ou velocidade de volume operacional estimada na entrada  $j$ .

### 3. METODOLOGIA

Este trabalho descreve a aplicação da técnica numérica de TPA com o objetivo de estimar a pressão sonora irradiada pela estrutura (carcaça) de um compressor hermético e avaliar a contribuição de diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica entre a fonte e o receptor. A ferramenta numérica utilizada para esta análise é o software LMS Virtual.Lab 11-SL1, que apresenta uma metodologia para aplicação da técnica de TPA, utilizando método de elementos finitos.

Como mencionado, para utilizar a técnica de TPA é necessário conhecer as forças operacionais e as FRFs entre o receptor e a entrada. Neste trabalho, as forças estruturais (molas e tubo de descarga), responsáveis pelo comportamento vibroacústico da carcaça dos compressores em estudo, foram estimadas por meio de uma metodologia híbrida (numérica e experimental) e disponibilizadas por uma empresa de compressores herméticos (Nuñez et al, 2010). Enquanto que as FRFs foram estimadas numericamente a partir dos vetores de transferência acústica – ATVs e dos Fatores de Participação Modal.

#### 3.1. OBTENÇÃO DAS FORÇAS DE EXCITAÇÃO

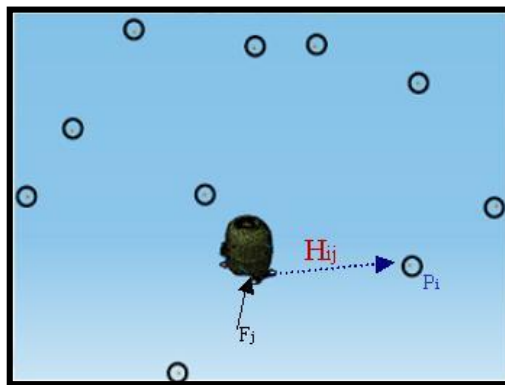
Determinar as forças de excitação de maneira direta não é trivial e geralmente é um procedimento de difícil realização prática, devido à necessidade de se colocar transdutores de força entre a fonte de carga e os pontos de fixação na estrutura receptora. Além de limitações

de espaço para instalação dos sensores nas posições corretas, esta inserção pode alterar a rigidez local e induzir a resultados errôneos. E ainda, o transdutor deve ser capaz de medir múltiplas direções em cada ponto. Sendo assim, recorre-se a métodos de estimação das forças operacionais por meio de medições auxiliares e técnicas de vias indiretas.

Diante do exposto, a empresa de compressores fez uso de uma metodologia híbrida (numérica e experimental) para quantificar as forças estruturais (molas e tubo de descarga) as quais são responsáveis pelo comportamento vibroacústico da carcaça dos compressores em estudo (Nuñez et al, 2010), que será brevemente descrita nesta seção.

Na etapa numérica, Nuñez et al (2010) utilizou simulação por elementos de contorno de um modelo numérico de compressor hermético incluindo o fluido que o envolve (ar) em um ambiente sem reflexões (campo livre). A partir deste modelo, são obtidas as funções de resposta em frequência ( $H_{ij}$ ) entre forças unitárias ( $F_j$ ) aplicadas nos cinco pontos de excitação (molas e tubo de descarga) e as pressões sonoras medidas virtualmente externamente ao compressor ( $P_i$ ), conforme ilustrado na Figura ) e Eq. (2):

$$H_{ij}(\omega) = \frac{\hat{P}_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad i = 1,2, \dots, 10. \text{ e } j = 1,2, \dots, 5 \quad (2)$$

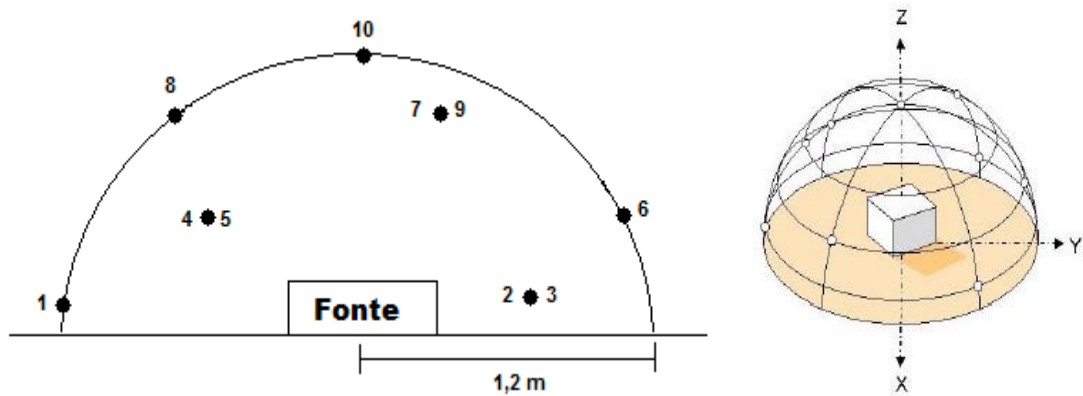


**Figura 3:** Obtenção das funções de transferência a partir do modelo numérico do compressor, fonte: Nuñez et al (2010).

Onde,  $H_{ij}(\omega)$  é a função resposta em frequência (FRF) entre as forças unitárias  $F_j(\omega)$  atuando no grau de liberdade  $j$  e pressões sonoras  $P_i(\omega)$  externas ao compressor (estimadas numericamente). O símbolo  $\hat{\phantom{x}}$  indica parâmetro estimado. Vale ressaltar que foram consideradas as forças unitárias aplicadas nas molas na direção Z, e na serpentina de descarga na direção X.



Já na etapa experimental da metodologia híbrida, foi realizada a medição do campo de pressão sonora em uma câmara semi-anecóica para um compressor operando em condição de regime permanente. Estas medições foram realizadas em laboratório padronizado e localizado na sede da empresa de compressores. As pressões sonoras foram medidas em 10 microfones distribuídos conforme a norma ISO 3744, ilustrado na Figura (4).



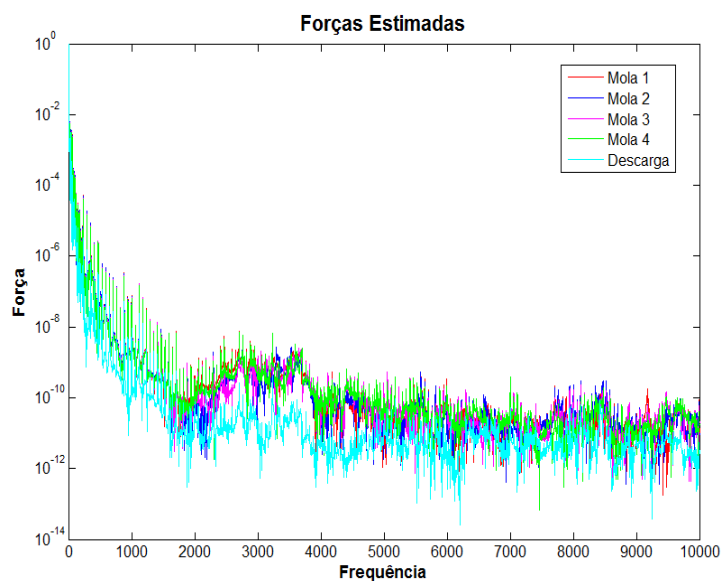
**Figura 4:** Configuração dos microfones conforme ISO 3744.

De posse das FRFs estimadas numericamente para os graus de liberdade de aplicação das forças unitárias (modelo numérico) e das pressões sonoras obtidas experimentalmente, pode-se resolver o problema inverso e obter uma estimativa por mínimos quadrados para as forças estruturais dinâmicas que atuam no compressor. O problema inverso pode ser escrito agrupando as pressões medidas experimentalmente e as forças estimadas em vetores e as FRFs em uma matriz para cada frequência, conforme Eq. (3).

$$\{\hat{F}(\omega)\} = [H(\omega)]^+ \cdot \{\hat{P}(\omega)\} \quad (3)$$

Onde  $[ ]^+$  denota a inversa generalizada de uma matriz retangular.

A partir dos dados numéricos e experimentais, e utilizando a Eq. (3) obteve-se as forças estimadas via metodologia híbrida para as 04 molas e a serpentina de descarga, conforme mostrado na Fig. (5). Os valores foram normalizados em relação ao valor máximo, para preservar o sigilo das informações.



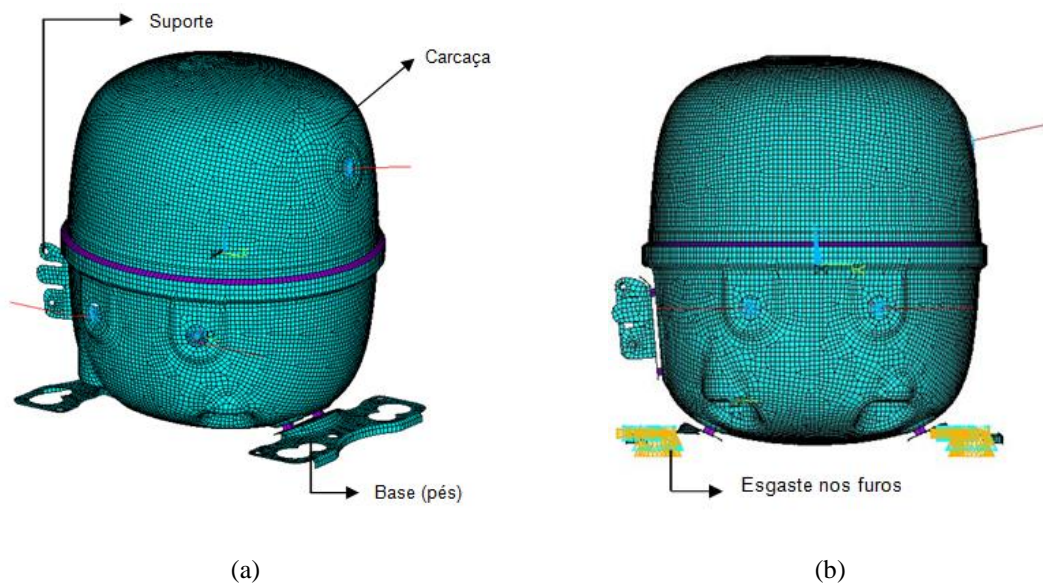
**Figura 5:** Forças estimadas a partir do método híbrido.

## 3.2. OBTENÇÃO DAS FRFS

### 3.2.1. Fatores de Participação Modal

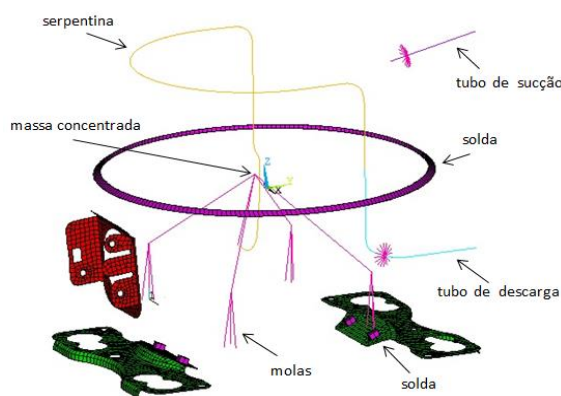
Para o cálculo dos fatores de participação modal é necessário conhecer previamente os parâmetros modais, por isto, esta etapa se inicia com a análise modal da estrutura. O modelo completo do compressor em elementos finitos foi fornecido pela fabricante de compressor. A malha do compressor foi gerada no software Hypermesh® e, em seguida, exportada para o software Ansys®. O arquivo final de extensão .db foi então utilizado pela estudante para realização da análise modal.

O modelo analisado, mostrado na Fig. (6), é composto por 24.033 elementos, e um total de 24.393 nós.



**Figura 5:** Modelo em elementos finitos da estrutura do compressor (a) isométrica (b) lateral com detalhe do engastamento nos furos (amarelo).

Como pode ser visto na Figura (6), os elementos internos, com exceção da serpentina, tubos e molas, foram modelados como uma massa concentrada.



**Figura 6:** Componentes internos do compressor.

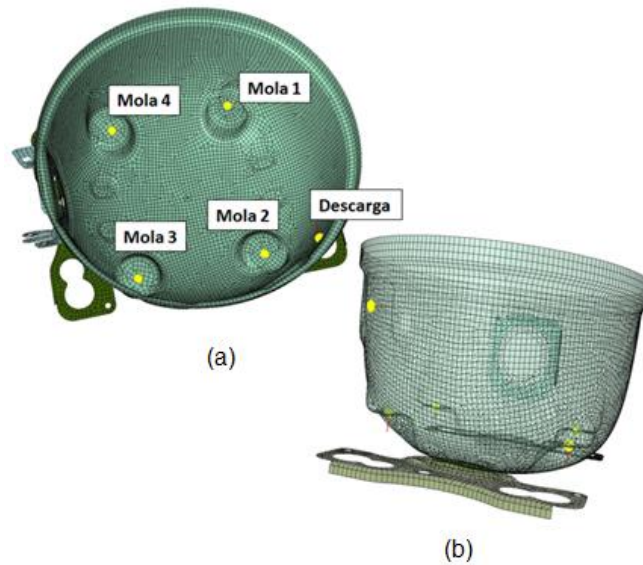
A Tabela 2 apresenta os tipos de elementos utilizados para modelar o compressor. A chapa da carcaça foi modelada usando Shell63, um elemento de casca linear que possui seis graus de liberdade em cada nó, capaz de calcular deformações tanto devido à flexão quanto ao efeito membrana. Foi adotada a espessura de 3,2 mm para a chapa e não foram consideradas diferenças de espessura ao longo da superfície da carcaça devido ao processo de estampagem.

**Tabela 2:** Tipos de elementos usados para modelar o compressor.

<b>Componentes</b>	<b>Tipo de Elemento</b>
Carcaça Suporte Solda	SHELL63 SHELL63 SOLID45
Massa concentrada	MASS21
Serpentina	PIPE16
Tubo de sucção	PIPE16
Juntas	MPC184
Mola	COMBIN14

A análise modal foi conduzida, considerando o compressor engastado nos 04 furos dos pés, como mostra o detalhe em amarelo na **Figura (5)(b)**. Foram extraídas as frequências naturais e os modos de vibração do compressor numa banda de frequência de 0 – 10.000 Hz. Esta banda de frequência foi estipulada pela faixa de frequência na qual foram obtidas as forças operacionais.

Posteriormente, o modelo em elementos finitos (fornecidos pela empresa) e os modos de vibração são exportados para o software LMS Virtual.Lab<sup>®</sup>. E então, são definidos no modelo de elementos finitos, os pontos de excitação do sistema, respeitando a direção na qual as forças unitárias foram aplicadas no método de estimativa das forças (item 3.1), ou seja, direção Z para as quatro molas e direção X para o tubo de descarga, como destacado na Fig. (7).



**Figura 7:** Pontos de aplicação da força de excitação da carcaça (a) vista superior (b) vista lateral.

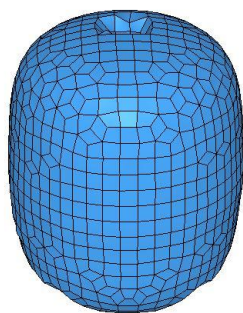
As forças de excitação unitária e os parâmetros modais são dados de entrada para um método modal de Resposta Forçada, que calcula a resposta do sistema baseado no princípio de superposição modal, calculando assim os Fatores Participação Modal.

### 3.2.2. Cálculo dos ATVs

O conceito de ATV (do inglês *Acoustic Transfer Vector*) se baseia no fato de que cada sistema acústico pode ser representado como um sistema linear, assim, pode-se estabelecer uma relação linear de entrada e saída, em que as vibrações mecânicas da superfície, que geram ondas sonoras, são a entrada, e a saída são as pressões sonoras, em determinados locais no espaço. Por não ser o foco deste trabalho, esta seção não abordará sua fundamentação teórica, apenas sua obtenção numérica, uma vez que se faz necessária para a aplicação da técnica de TPA.

A partir do modelo estrutural em elementos finitos é possível criar a malha da cavidade acústica do compressor de forma automática, utilizando o software Virtual.Lab®. Esta malha, em elementos de contorno (MEC), ilustrada na Figura (8), possui 1092 elementos quadriláteros e 1094 nós.

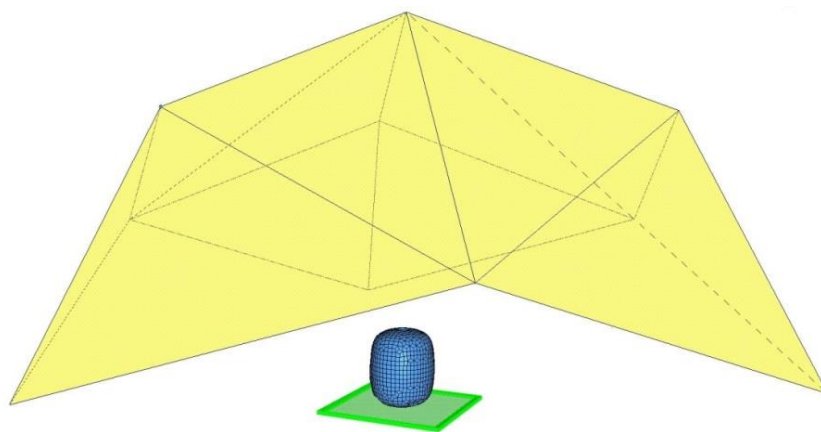
Destaca-se que o campo acústico interno compreende o espaço entre o pacote interno do compressor (conjunto constituído por motor, pistão, válvulas e demais componentes) e a carcaça. O fluido considerado no interior da estrutura foi o ar, cujas propriedades acústicas adotadas são: Densidade =  $1,225 \text{ kg/m}^3$  e Velocidade do som =  $340 \text{ m/s}$ .



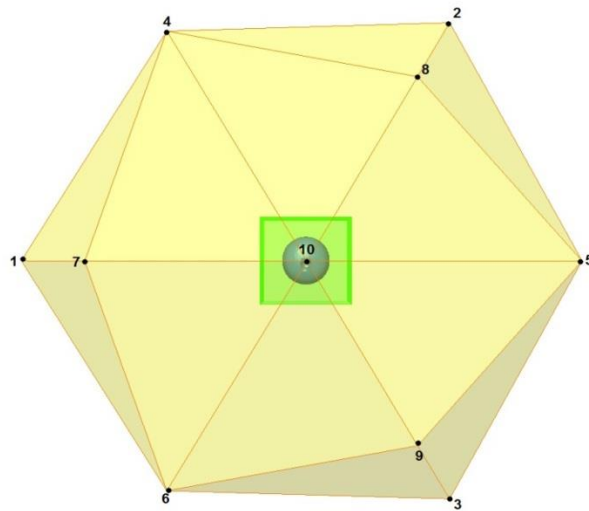
**Figura 8:** Malha Acústica do compressor utilizando MEC.

A próxima etapa consiste em definir a configuração dos microfones virtuais, que representam os pontos em que a pressão sonora será estimada, ou seja, pontos para quais os ATVs serão numericamente computados. Foram considerados 10 pontos, como mostrado na Fig. (9) (intersecção das arestas que compõem o campo em amarelo), em conformidade com a ISO 3744, e conseqüentemente de acordo com a configuração utilizada na medição experimental do campo sonoro (item 3.1).

Considerou-se ainda um plano de simetria para simular o chão sobre o qual o compressor está apoiado (apoio em verde na Figura (9)).



(a)



(b)

**Figura 9:** Malha do contorno (amarelo) e plano de simetria (verde): (a) vista lateral (b) vista superior com numeração dos microfones.

Tendo definido os parâmetros acústicos e posição dos microfones, os ATVs podem ser computados e armazenados, visto que poderão ser reutilizados em futuras análises, caso não ocorram mudanças nas propriedades do fluido ou na geometria de superfície da carcaça do compressor.

De posse dos fatores de participação modal e dos ATVs, as FRFs (vibroacústicas) entre os pontos de aplicação da força de excitação (4 molas e tubo de descarga) e os pontos de medição da pressão sonora (10 microfones) podem ser calculadas, a partir da Eq. (4):

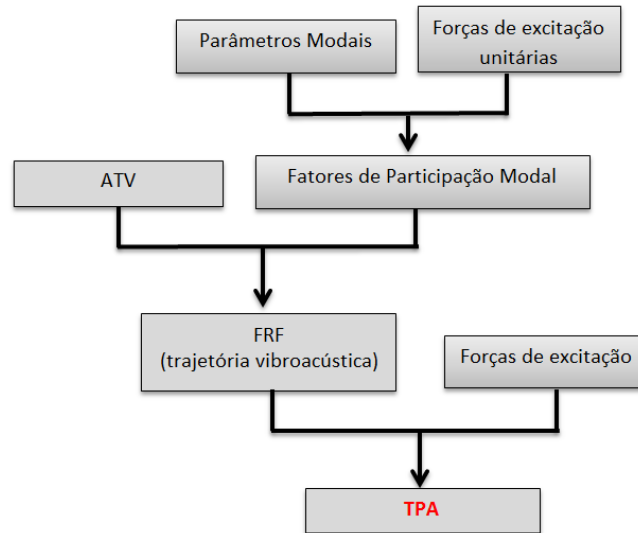
$$FRF = \frac{P_k(\omega)}{F_i(\omega)} = \sum_{n=1}^N \frac{ATV_{ik}(\omega) \cdot \Psi_{n_i}(\omega) \cdot \Psi_{n_k}(\omega)}{[(\omega_n^2 - \omega) + j\omega\beta]} \quad ((41))$$

Em que  $\Psi_n$  é modo de vibração projetado na direção normal em relação à superfície de contorno;  $\omega$  é a frequência angular;  $\omega_{n_i}$  é a frequência natural correspondente ao i-ésimo modo de vibração e  $\beta$  representa o efeito de amortecimento ( $\beta = 2\xi$ , onde  $\xi$  é a fator de amortecimento).

### 3.3. Análise por Caminho de Transferência – TPA

A partir das FRFs e uma vez que as forças de excitação já são conhecidas, as contribuições individuais de cada caminho de transferência podem ser calculadas, com facilidade a partir da

Eq. (1). E como resultado da sobreposição dessas contribuições, a pressão sonora em cada microfone pode ser estimada. O processo completo descrito até aqui é ilustrado pelo fluxograma da Figura Fig. (10).



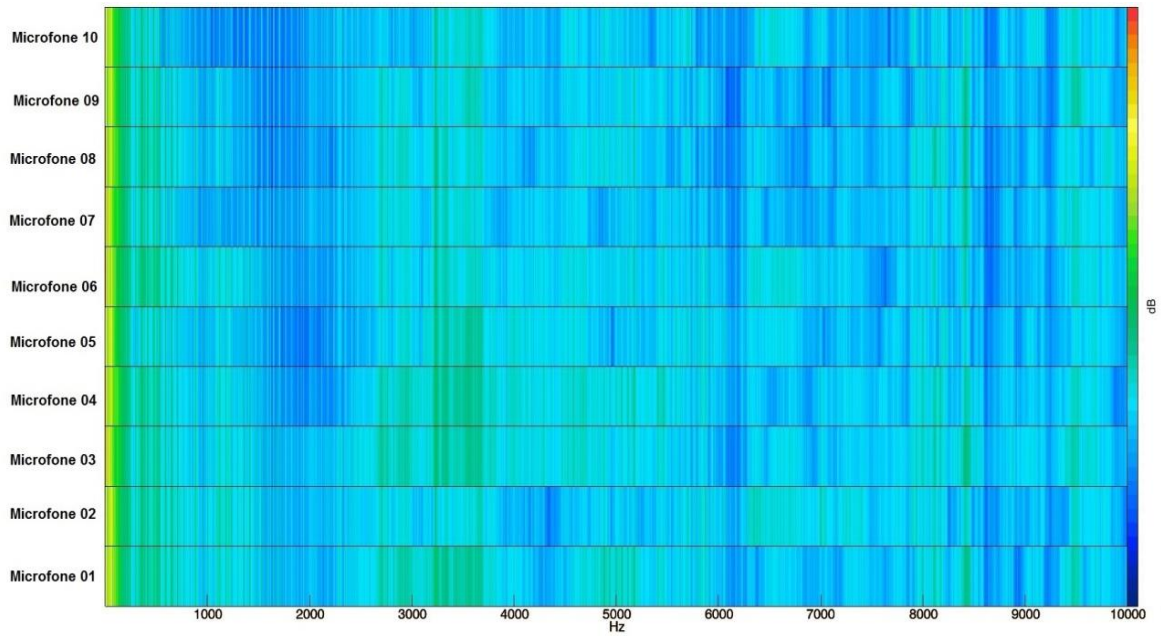
**Figura 10:** Fluxograma de técnica numérica de TPA.

#### 4. RESULTADOS

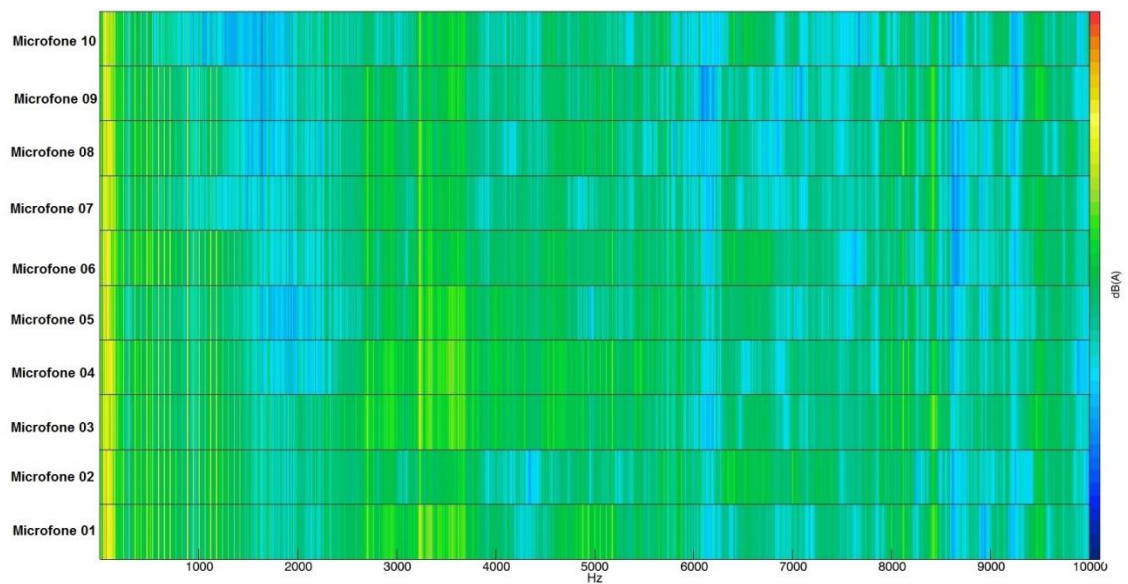
A Figura (11) apresenta, por meio de um gráfico de cores, os valores de pressão sonora (dB) estimados em cada microfone, utilizando a técnica de TPA, para o compressor em estudo (carcaça com espessura de 3,2 mm). A Figura (12) mostra os mesmos resultados, com o filtro de ponderação A (dB(A)), que melhor representa o comportamento do ouvido humano.

Para análise dos gráficos, a intensidade das cores representa o nível de pressão sonora, conforme legenda à direita, na qual os valores máximos de pressão sonora são indicados pela cor vermelha. O eixo Y mostra a faixa de frequência, o eixo da direita indica o microfone no qual a pressão foi computada.





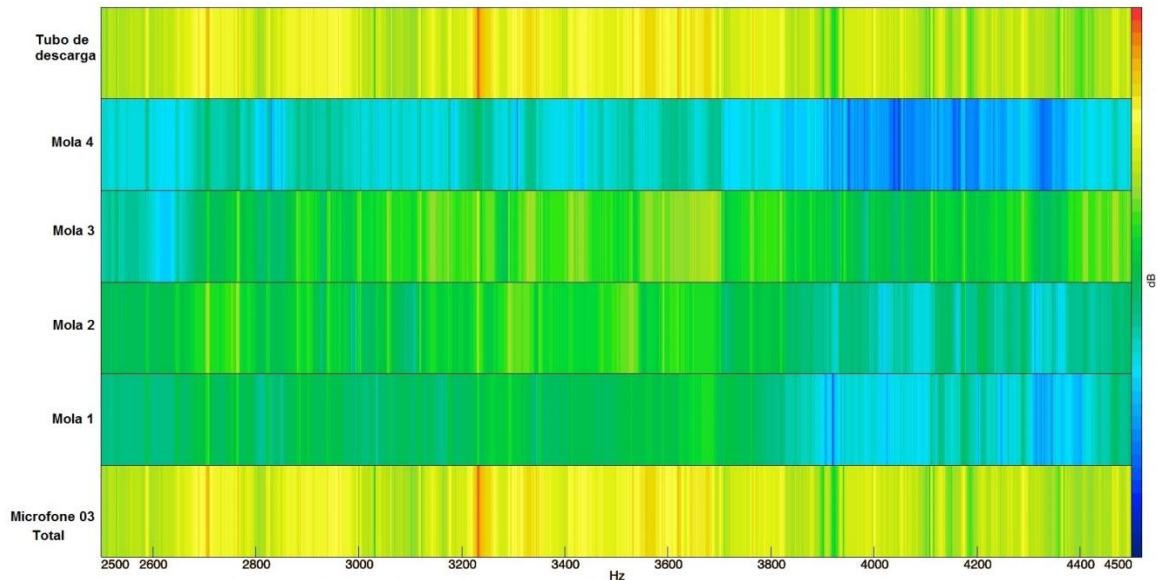
**Figura 11:** Nível de pressão sonora estimado para cada microfone em dB.



**Figura 12:** Nível de pressão sonora estimado para cada microfone em dB(A).

Infere-se dos gráficos que níveis de ruído mais elevados ocorrem, principalmente, nas baixas frequências (até 1.000 Hz) e na faixa de 2.500 a 4.500 Hz. Também é possível observar que o microfone 03 apresenta, em geral, os valores mais elevados para o nível de pressão sonora.

A partir dessas informações, foi escolhido o microfone 03 para avaliar a contribuição individual de cada caminho de transferência da energia vibroacústica (quatro molas e o tubo de descarga). Para melhor visualização dos resultados, a faixa de frequência de 2500 a 4500 Hz foi selecionada e mostrada na Fig. (13).



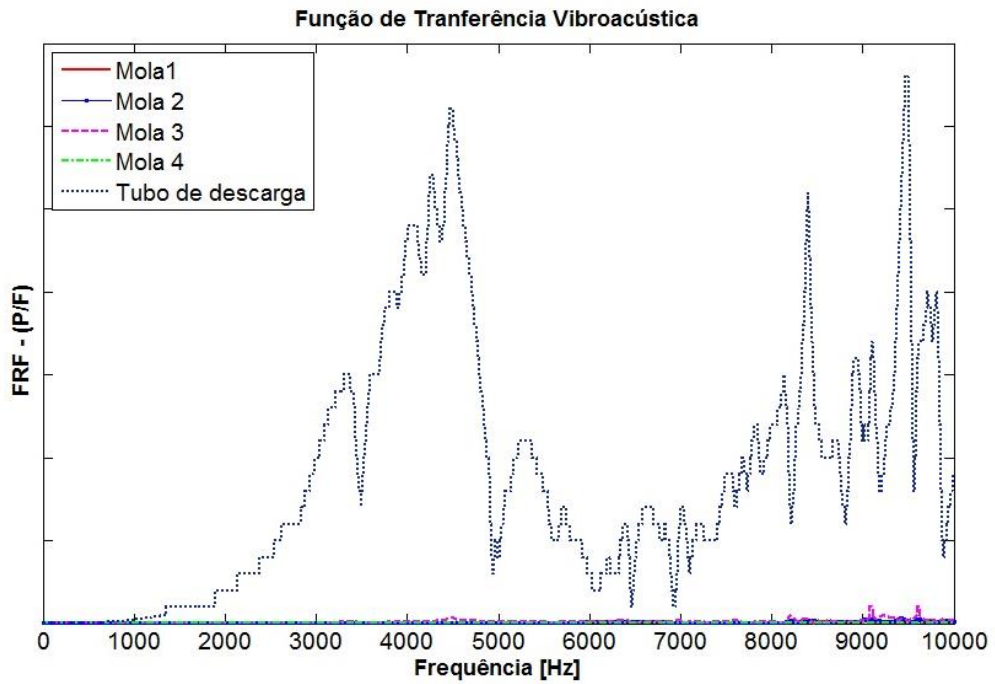
**Figura 13:** Resultado da contribuição dos caminhos de transferência para o nível de pressão sonora no microfone 03.

Pelo resultado da TPA, fica claro que a maior contribuição para a pressão acústica no microfone 03 é oriunda do tubo de descarga, no qual, inclusive, existe um pico de pressão próximo a 3.230 Hz. Enquanto que o caminho de transferência da Mola 04 é o que menos contribui, principalmente entre 3.900 e 4.400 Hz. É interessante, ainda, observar a variação da contribuição de um caminho em relação à frequência – por exemplo, o caminho da Mola 01 é significativo até 3.800 Hz, e a partir de então apresenta uma queda, ao passo que a contribuição da Mola 03 passa a ser mais expressiva (entre as molas).

A partir deste resultado, cabe ponderar se a alta contribuição do tubo de descarga se deve às forças operacionais ou as funções de resposta em frequência (FRF), dado que a TPA é estimada em função dessas duas grandezas.

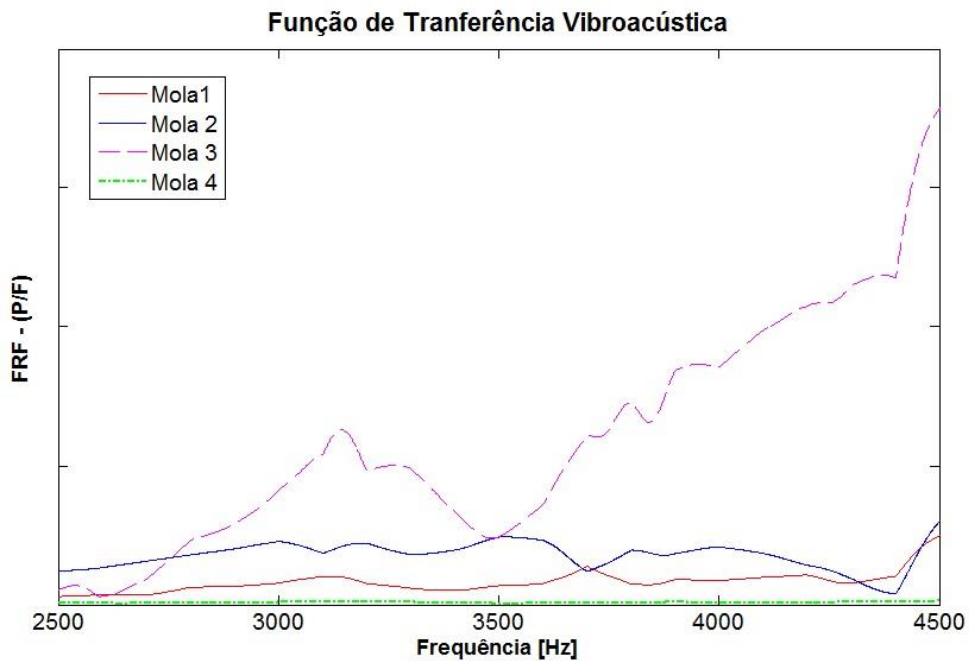
Neste caso, a partir do gráfico de forças operacionais (Fig. (5)) é verificado que existe certa homogeneidade entre os 05 pontos de excitação. E até mesmo, entre 2.000 e 4.000 Hz, a força aplicada no tubo de descarga é a que apresenta valores mais baixos. Portanto, isto sugere que a maior contribuição deve estar relacionada à função de transferência.

A Figura (14) mostra as FRFs vibroacústicas estimadas entre os 05 pontos de excitação e o microfone 03. O gráfico comprova que a função de resposta do Tubo de descarga é o que provoca a maior contribuição deste caminho em relação às molas.



**Figura 14:** FRFs vibroacústica entre os 05 pontos de excitação e microfone 03.

A Figura (15) destaca apenas as FRFs das molas, na faixa de frequência entre 2500 a 4500 Hz. O resultado novamente atende à expectativa, pois a FRF da mola 03 é a que apresenta maiores valores, principalmente após 3500 Hz, provocando a maior contribuição para a pressão sonora no microfone 03, como pode ser visto na Fig. (13).

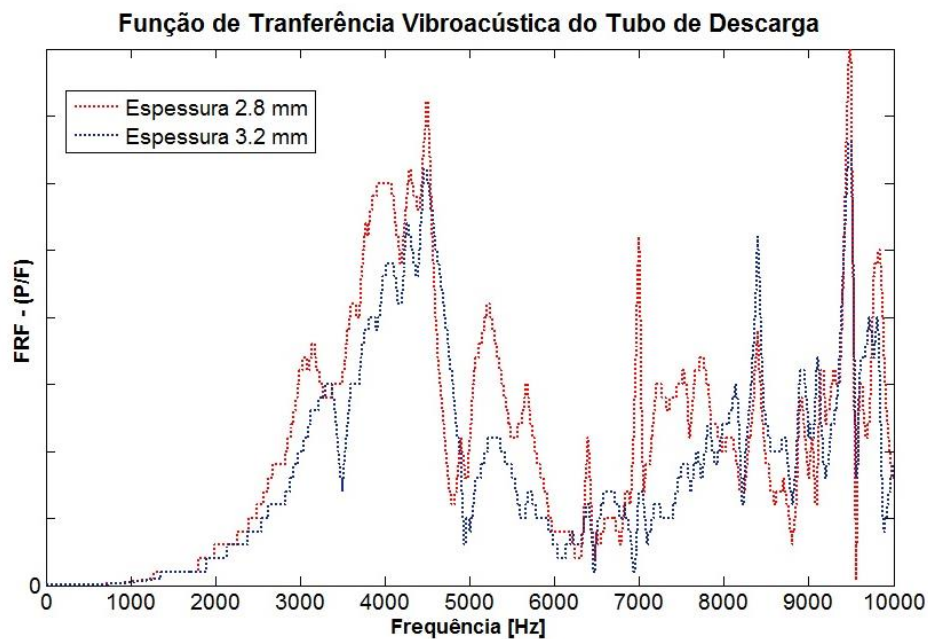


**Figura 15:** FRFs vibroacústica entre as molas e o microfone 03.

Uma vez que o objetivo da metodologia numérica é avaliar o ruído irradiado por compressores, visando redução do mesmo, por meio de modificações estruturais da carcaça, a fim de testar a potencialidade do método, a simulação numérica foi realizada para um novo caso, considerando o mesmo modelo de compressor apresentado com espessura da carcaça menor.

Para nova simulação, no modelo em elementos finitos, foi considerada uma variação de 04 mm (nova espessura = 2,8 mm) no elemento Shell63, que modela a carcaça. A metodologia é aplicada (conforme fluxogramas da Fig. (10)), com exceção das etapas relacionadas ao ATV, visto que não houve modificações na superfície geométrica do compressor, e por isso podem ser reaproveitados da análise anterior.

A Figura (16) mostra a comparação entre as FRFs do tubo de descarga e o microfone 03, obtidas em cada caso de espessura da carcaça do compressor. Observa-se que a variação de 04 mm na espessura já se revela suficiente para reduzir a FRF em grande parte da faixa de frequência analisada. Por outro lado, induz picos em algumas frequências.



**Figura 16:** Comparação entre FRFs do tubo de descarga.

Ressalta-se que os resultados da TPA aqui mostrados foram restringidos ao microfone 03, porém a técnica e análise são facilmente estendidas para os demais microfones. Constituinte, então, uma ferramenta útil e viável para investigação do ruído irradiado por compressores e que possibilita ainda identificar faixas de operação com maior sensibilidade (maiores relações entre

as entradas e as saídas), bem como partes do sistema com maiores contribuições sobre as saídas observadas.

Portanto, neste caso, cabe ao fabricante de compressores, de posse dessas informações, propor alterações no projeto da carcaça que lhe for mais conveniente do ponto de visto de fabricação e custo.

## **5. CONCLUSÃO**

Este trabalho apresentou uma metodologia numérica utilizando a técnica de TPA para prever o ruído irradiado pela estrutura externa de compressores herméticos (carcaça) ainda na fase de projeto, e ainda avaliar a contribuição dos diferentes caminhos de propagação de energia vibroacústica (molas e tubo dedescarga) entre a fonte e o receptor (microfones), utilizando o software LMS Virtual Lab®.

Para realização da metodologia, as forças de excitação da carcaça, estimadas por uma metodologia híbrida, bem como o modelo estrutural do compressor em elementos finitos foram disponibilizados por uma empresa fabricante de compressores. O domínio acústico foi modelado em elementos de contorno, para determinação das FRFs vibroacústicas.

Com o TPA é possível determinar a importância relativa desses caminhos, numa dada faixa de frequência, verificando qual deles apresenta a contribuição mais significativa para o receptor. De posse dessas informações, cabe ao fabricante de compressores, propor alterações no projeto da carcaça, que lhe for mais conveniente do ponto de visto de fabricação e custo, tendo em vista redução do ruído irradiado. A partir das alterações propostas, novas simulações visando estimar o nível de ruído irradiado podem ser conduzidas de uma maneira rápida e eficiente conforme demonstrado pela metodologia aqui proposta.

## **6. REFERÊNCIAS**

- Gérard, F., Tournour, M., Masri, N. E., Cremers L., Felice M., Selmane A., 2002, “Acoustic Transfer Vectors for Numerical Modeling of Engine Noise”, Sound and Vibration, July.
- Guimarães, G. P., 2008, “Desenvolvimento de análise por trajetórias vibroacústicas para aplicação automotiva”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Henklein, P., 2006, “Análise de ensaios de desempenho de compressores herméticos durante o transitório”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis

- Nunes O., 2005, “Análise Teórica e Experimental do Campo Sonoro Irradiado por um Compressor Hermético”, Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Nuñez, I. J. C., Marqui, A. L. L., Nunes, M. A. A., Arruda, J. R. F., 2010, “Metodologia híbrida para estimativa de forças estruturais aplicadas à vibroacústica de compressores herméticos”, VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Campina Grande, Paraíba
- Padilha, P. E. F., 2006, “Comparação de técnicas de análise de caminhos de transferência vibroacústicos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Tojo, K., Saegusa, S., Machida, S., Hirata, T., Sudo, M., 1980, “Noise reduction of refrigerator compressors” Proceedings of the 1980 International Compressor Engineering Conference at Pardue, pp. 235-242
- Virtual.Lab 11 SL1, 2012, “Manual – Online Help”, LMS