



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia de Energia**

**APLICAÇÃO DA TÉCNICA DE ATVs VISANDO
REDUÇÃO DO RUÍDO IRRADIADO POR
COMPRESSORES HERMÉTICOS PRESERVANDO
SUA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

**Autor: Gabriela Cristina Cândido da Silva
Orientador: Dr., Maria Alzira de Araújo Nunes**

**Brasília, DF
2014**



GABRIELA CRISTINA CÂNDIDO DA SILVA

**APLICAÇÃO DA TÉCNICA DE ATVs VISANDO REDUÇÃO DO RUÍDO
IRRADIADO POR COMPRESSORES HERMÉTICOS PRESERVANDO SUA
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Maria Alzira de Araújo Nunes

**Brasília, DF
2014**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Silva, Gabriela Cristina.

Aplicação da técnica de ATVs para predição do ruído de compressores herméticos preservando sua eficiência energética / Gabriela Cristina Cândido da Silva Brasília: UnB, 2014. 93 p. : il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2014. Orientação: Maria Alzira de Araújo Nunes

1. Compressor Hermético. 2. Ruído. 3. ATV
Nunes, Maria Alzira. Prof., Dr..

CDU Classificação



**APLICAÇÃO DA TÉCNICA DE ATVs VISANDO REDUÇÃO DO RUÍDO
IRRADIADO POR COMPRESSORES HERMÉTICOS PRESERVANDO SUA
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Gabriela Cristina Cândido da Silva

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em 25/06/2014 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr.: Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr.: Henrique Gomes Moura, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr.: Alessandro Borges de Souza Oliveira, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2014

Aos meus pais, Gláucia e Albiorgio

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus por abençoar a minha trajetória.

Agradeço a minha mãe Gláucia, e meu pai Albiorgio, pela confiança, por me apoiarem em todos os momentos, e pelo inesgotável amor.

Ao meu namorado, Israel, pelo carinho e cuidado, e por ser um verdadeiro companheiro.

Agradeço a minha orientadora, Prof.^a Maria Alzira, por quem tenho muita admiração, por seus ensinamentos e sua dedicação, que fizeram toda a diferença para minha formação.

Agradeço também a LMS pela oportunidade e apoio concedido para realização deste trabalho.

“Aponta pra fé e rema”
Marcelo Camelo

RESUMO

As características acústicas de compressores herméticos são parâmetros críticos para a adequação deste produto às exigências mercado, sendo fundamental prever, ainda na fase de projeto, o ruído irradiado por estes equipamentos e investigar formas de atenuá-lo. Nesse contexto, a modelagem numérica tornou-se cada vez mais utilizada. As abordagens clássicas envolvem um sistema matricial complexo e por isso exige grande esforço computacional. A técnica de Vetor de Transferência Acústica (ATV) estabelece uma relação linear entre a velocidade normal da superfície radiante e o nível de pressão sonora em um determinado ponto do meio externo e reorganiza o processo de solução, de modo que o tempo de cálculo seja significativamente minimizado. Este trabalho propõem uma metodologia numérica aplicando a técnica de ATVs, utilizando o software LMS Virtual.Lab[®], para prever a pressão sonora emitida por compressores herméticos. Foi utilizado o método de elementos finitos, MEF, para modelar o domínio estrutural, e o método de elementos de contorno, MEC, para o domínio acústico. Para validação, a metodologia foi aplicada para o mesmo modelo de compressor, diminuindo a espessura da carcaça. Apresenta-se também, como ferramenta complementar, a técnica de TPA (*Transfer Path Analysis*) para análise e comparação das trajetórias da energia vibroacústica. Como vantagem da técnica, destaca-se o fato de que uma vez calculados, os ATVs podem ser reaproveitados, desde que a nova análise não inclua modificações na superfície da geometria do compressor ou nas propriedades do fluido. Portanto, podem ser avaliadas mudanças de material, espessura e rigidez da estrutura, por exemplo. Com a metodologia proposta, novas simulações visando estimar o nível de ruído irradiado podem ser conduzidas de uma maneira rápida e eficiente.

Palavras-chave: Compressor hermético, ATV, Ruído, Vibroacústica, MEC, MEF, TPA

ABSTRACT

The acoustic characteristics of hermetic compressors are critical parameters for the suitability of this product to market requirements. It is fundamental to predict, even in the design phase, the noise radiated by these devices and investigate ways to mitigate it. In this context, numerical modeling has become increasingly used. Classical approaches involve a complex matrix system and require large computational effort. The technique of Acoustic Transfer Vector, ATV, is a linear relation between the normal velocity of the radiating surface and the sound pressure level at a given point of the external environment. It rearranges the solution process, so that the computation time is significantly minimized. This paper proposes a numerical methodology by applying the technique of ATVs using the LMS Virtual.Lab ® software to predict the sound pressure emitted by hermetic compressors. The finite element method, FEM, was used to model the structural domain, and the boundary element method, BEM, was used to model the acoustical domain. The comparison between the numerical and experimental sound pressure shows that the curves have the same trend. For validation, the methodology was applied to the same compressor model, decreasing the shell thickness. It was found that the reduction in thickness increased the global sound pressure radiated by the compressor. It also presents a complementary tool, using the technique of TPA (Transfer Path Analysis) for analysis and comparison of the vibroacoustic energy trajectories. With this information, it is up to the manufacturer of compressors to propose changes in the housing, which is more convenient from the point of manufacture and cost, in order to reduce the radiated noise. With the proposed methodology, new simulations to estimate the level of radiated noise can be conducted quickly and efficiently. As an advantage of the technique, it highlights the fact that once calculated, ATVs can be reused, provided that the new analysis does not include changes in the surface of the compressor geometry or the fluid properties. For example, changes in material, thickness, stiffness can be evaluated.

Keywords: Hermetic compressor, ATV, Noise, Vibro-acoustics, FEM, BEM, TPA

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Componentes de um compressor alternativo hermético. Fonte: Henklein, 2008.....	29
Figura 2 - Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. Fonte: Henklein, 2008	30
Figura 3 - Esquema de refrigerador doméstico. Fonte: Giesel, 2007	31
Figura 4 - Etapas do ciclo de bombeamento de gás em um compressor a pistão: (A) Admissão, (B) Compressão, (C) Descarga, (D) Expansão.....	32
Figura 5 – Domínio acústico (a) interno (b) externo.....	39
Figura 6 – Domínio acústico (a) interno/externo (b) com geometria aberta	40
Figura 7 – Representação de um Sistema Linear.....	45
Figura 8 - Conceito do ATV	51
Figura 9 - Conceito do MATV	55
Figura 10 – Tipos de trajetória de energia vibroacústica.	56
Figura 11 - Obtenção das funções de transferência a partir do modelo numérico do compressor. Fonte: Nuñez et al, 2010	60
Figura 12 – Configuração dos microfones conforme ISO 3744.....	60
Figura 13 - Forças estimadas a partir do método híbrido	61
Figura 14- Vistas do modelo em elementos finitos da estrutura do compressor	62
Figura 15 – Componentes internos do compressor	63
Figura 16 – Pontos de aplicação da força de excitação da carcaça.....	64
Figura 17 – Fluxograma com os procedimentos envolvidos na Análise Estrutural	65
Figura 18 – Malha Acústica do compressor	66
Figura 19 – Malha do contorno e plano de simetria.....	67
Figura 20 – Fluxograma da metodologia para predição de ruído irradiado utilizando a técnica de ATVs (OPTAR POR UM FLUXOGRAMA)	68
Figura 21 – Fluxograma de TPA	70
Figura 22- Principais deformações dos modos de vibração: (a) serpentina (b) suporte (c) base (d) carcaça.....	73
Figura 23 – ATVs em 501 Hz em relação ao (a) microfone 01 e (b) microfone 06	74
Figura 24 – Acoplamento entre domínio estrutural e acústico (transferência do modo de vibração 158).....	74
Figura 25 – Nível de pressão sonora numérica média para os 10 microfones (numérica)	75
Figura 26 – Comparação entre pressão numérica e experimental para os microfones: (a) 01 (b) 02 (c) 03 (d) 04 (e) 05 (f) 06 (g) 07 (h) 08 e (i) 09.....	77
Figura 27 – Comparação entre pressão sonora experimental e numérica, calculada a partir dos ATVs com incrementos de (a) 10 Hz, (b) 100 Hz e (c) 500 Hz.....	78
Figura 28 – Comparação das pressões numéricas obtidas a partir de ATVs calculados com diferentes incrementos de frequência	79
Figura 29- Comparação do nível de pressão sonora média (numérico) para diferentes espessuras da carcaça	80

Figura 30 – Comparação do nível de pressão sonora em 1/3 de oitava	81
Figura 31 - Deformações do modo de vibração 55.....	82
Figura 32 – Nível de pressão sonora estimado para cada microfone em dB.....	83
Figura 33 - Nível de pressão sonora estimado para cada microfone em dB(A)	83
Figura 34 – Resultado da contribuição dos caminhos de transferência para o nível de pressão sonora no microfone 03.....	84
Figura 35 – FRFs vibroacústica entre os 05 pontos de excitação e microfone 03.....	85
Figura 36 - FRFs vibroacústica entre as molas e o microfone 03	86
Figura 37 – Comparação entre FRFs do tubo de descarga	86

LISTA DE SIGLAS

ATV	<i>Acoustic Transfer Vector</i>
COP	Coeficiente de Performance
FRF	Função em Resposta de Frequência
GA	<i>Genetic Algorithm</i>
LTI	<i>Linear Time Invariant</i>
MATV	<i>Modal Acoustic Transfer Vector</i>
MEF	Método de Elementos Finitos
MEC	Método de Elementos de Contorno
NVH	<i>Noise, Vibration and Harshness</i>
OTPA	<i>Operational Transfer Path Analysis</i>
TPA	<i>Transfer Path Analysis</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

W	- Capacidade de refrigeração do compressor
\dot{m}_{ref}	- Fluxo mássico do refrigerante
h_{g1}	- Entalpia de entrada do compressor
h_{f1}	- Entalpia de saída do compressor
\dot{W}_{real}	- Potência elétrica consumida
Δh_{iso}	- Diferença das entalpias isoentrópicas de entrada e saída
P	- Pressão total
p_0	- Pressão de equilíbrio do meio
p	- Pressão acústica
\hat{p}	- Amplitude da pressão acústica harmônica
ρ_0	- Massa específica do meio
$\underline{\rho}$	- Massa específica total
ρ	- Variação de massa específica.
c	- Velocidade do som
Δ^2	- Operador Laplaciano
ω	- Frequência angular
k	- Número de onda
j	- Número imaginário
t	- Tempo
q	- Termo de fonte acústica
V_F	- Volume do fluido acústico
N_F	- Função de forma acústica
n_F	- Vetor normal à superfície em MEF
r	- Ponto dentro do domínio acústico

r_s	- Ponto fora do domínio acústico
δ	- Função Delta de Dirac
u_s	- Vetor normal de superfície em MEC
v_n	- Componente normal da velocidade
σ	- Saltos de velocidade
τ	- Saltos de pressão
t_s	- Vetor de tração de superfície
b_s	- Forças do corpo
ρ_s	- Massa específica do material da estrutura
N_s	- Função de forma estrutural
D_s	- Matriz construtiva
$\tilde{\nabla}$	- Operador diferencial
G	- Módulo de cisalhamento
E	- Módulo de elasticidade
ν	- Coeficiente de Poisson
H	- Matriz de acoplamento espacial
C	- Matriz de acoplamento geométrico
F_S	- Vetores de carga estrutural
F_F	- Vetores de carga acústica
ω_n	- Frequência angular natural
ψ	- Modos de vibração da estrutura
$\{\Psi\}$	- Matriz das Formas modais
N	- Número de modos
λ, μ	- Coeficientes de Lamé,

- $G(r, r_s)$ - Função de Green para o espaço livre
- $\{q(\omega)\}$ - Vetor coluna contendo os fatores de participação modal
- F_A - Força de amortecimento
- F_I - Força de inércia
- F_E - Força de deformação elástica
- F - Força externa
- $[I]$ - Matriz de identidade
- $[K]$ - Matriz de rigidez
- $[C]$ - Matriz de amortecimento
- $[M]$ - Matriz de massa
- ξ - Fator de Amortecimento
- Q - Velocidade de volume
- a - Aceleração
- \mathcal{L} - Transformada de Laplace
- \mathfrak{F} - Transformada de Fourier
- $G(s)$ - Função de Transferência
- $H(\omega)$ - Função de Resposta em Frequência

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. Contextualização	17
1.2. Motivação	19
1.3. Objetivo.....	20
1.3.1. Objetivos específicos	20
1.4. Organização do trabalho.....	21
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
3. COMPRESSORES HERMÉTICOS PARA REFRIGERAÇÃO	28
3.1. Circuito de refrigeração.....	29
3.2. Princípio de funcionamento do compressor alternativo hermético.....	31
3.3. Eficiência energética de compressores herméticos - COP	33
4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	35
4.1. Métodos numéricos para predição de ruído irradiado.....	35
4.1.1. Método de elementos finitos – MEF	36
4.1.2. Método de elementos de contorno – MEC	37
4.2. Métodos numéricos para acoplamento vibroacústico	40
4.2.1. Acoplamento MEF-MEF	41
4.2.2. Acoplamento MEF-MEC.....	43
4.3. Métodos numéricos para problemas de vibroacústica	44
4.3.1. Conceitos iniciais	44
4.3.2. Vetor de transferência acústica - ATV.....	50
4.3.3. Vetor modal de transferência acústica – MATV	52
4.3.4. Análise dos caminhos de transferência - TPA.....	55
5. METODOLOGIA NUMÉRICA	59
5.1. Análise estrutural	59
5.1.1. Obtenção das forças de excitação	59
5.1.2. Análise modal.....	62
5.1.3. Fatores de participação modal	64
5.2. Análise acústica	65
5.2.1. Cálculo dos ATVs.....	65

5.2.2. Estimativa da Pressão Sonora	67
5.2.3. TPA	69
6. RESULTADOS	71
6.1. Análise modal	71
6.2. Análise acústica	73
6.2.1. ATVs	73
6.2.2. Acoplamento MEF-MEC	74
6.2.3. Pressão sonora numérica	75
6.3. Simulação numérica para nova espessura da carcaça	79
6.4. Análise tpa como ferramenta complementar	82
7. CONCLUSÕES	88
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	90

1. INTRODUÇÃO

1.1.CONTEXTUALIZAÇÃO

Os sistemas de refrigeração, ao longo do tempo, tem se mostrado essenciais para uma série de atividades desenvolvidas pelo homem, tanto em processos industriais, comerciais, agrícolas, de produção ou de manufatura, quanto para proporcionar conforto térmico (Henklein, 2006). E por isto, a indústria da refrigeração apresentou um enorme progresso.

O ciclo de refrigeração por compressão, que se baseia no princípio de mudança de fase de um fluido refrigerante, é o mais usado em circuitos de refrigeração. Dentro desse sistema, o compressor pode ser considerado como o equipamento principal, pois é o elemento ativo que força a circulação do fluido (Embraco, 1987).

Os compressores alternativos herméticos para refrigeração são largamente utilizados pela indústria deste segmento, em especial para a aplicação em domicílios e edifícios empresariais (Nunes, 2005). Este equipamento é composto por um motor elétrico e um compressor alternativo de um único pistão ligado à carcaça por meio de uma suspensão de quatro molas e por um tubo de descarga.

Os primeiros compressores alternativos para refrigeração foram desenvolvidos por volta dos anos de 1860-1875. Nas décadas de 60 e 70 houve uma melhora significativa em termos tecnológicos - os compressores passaram a operar em rotações mais elevadas, as válvulas foram aprimoradas. Desde então, o mecanismo de compressão praticamente não sofreu modificação, apenas ocorreram melhorias construtivas e emprego de novos materiais (Scussel, 2006).

Junto ao fenômeno da globalização, foi desenvolvida uma relativa homogeneidade de características técnicas e qualidade entre os fabricantes, acarretando em um aumento na concorrência e da necessidade de vanguarda dos produtos. Isto obrigou as indústrias a investirem massivamente em pesquisa e desenvolvimento para atender as exigências do mercado e alcançar uma posição de destaque. Atualmente, as prioridades das pesquisas em

compressores herméticos são eficiência energética e redução do ruído e vibração (Oliveira, 2006).

Crises energéticas despertaram o interesse pelo meio ambiente, de forma que a eficiência energética de um compressor se tornou parâmetro fundamental para inserção do produto no mercado. Isto se deve não somente a leis ambientais mais severas, mas também a consumidores mais exigentes, visto que, compressores mais eficientes possuem maior desempenho e menor consumo de energia. Este aumento de eficiência é alcançado com modificações ou otimização dos mecanismos que compõem o equipamento.

Em sistemas de refrigeração, como refrigeradores domésticos e comerciais, condicionadores de ar, *freezers*, entre outros, o compressor é a maior fonte de ruído e vibração. O conceito de ruído é associado a um som desagradável e indesejável, cuja exposição aos usuários pode provocar desconforto e estresse. Portanto, compressores herméticos silenciosos oferecem um diferencial competitivo, e serão preferidos pelos consumidores.

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, 2010).

Os principais meios de propagação da energia vibratória são as molas de suspensão, o tubo de descarga e o gás que ocupa a cavidade. A carcaça do compressor é irradiadora do ruído para o meio externo e transmissora de vibrações para outras partes do sistema de refrigeração (Carmo, 2001). Portanto, a irradiação de ruído pode ser minimizada por meio de modificações estruturais desta.

A estratégia mais adotada pela indústria para avaliação das características acústicas e do desempenho energético do compressor é realizando testes em bancadas laboratoriais, apenas na fase final de

desenvolvimento do equipamento. Entretanto, qualquer necessidade de modificação que seja identificada implicará em regressar algumas etapas e em consequência aumentará o gasto de tempo e custo.

Nesse contexto, a modelagem numérica tornou-se cada vez mais importante para auxiliar a engenharia no processo de concepção, reduzir o tempo de projeto de produto e o número de protótipos físicos que terão de ser construídos e testados. 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).

Uma metodologia bem difundida para prever a radiação de ruído em domínios ilimitados é o Método de Elementos de Contorno (MEC). Neste método, a construção da malha é uma etapa simples, pois é realizada apenas para o contorno do domínio, entretanto, a abordagem padrão resolve um sistema matricial complexo e dependente da frequência, e por isso exige grande esforço computacional (Demirkan, 2010), aumentando, assim, o tempo de projeto ou ainda necessitando de equipamentos com melhor capacidade (aumentando, portanto o custo).

Como uma alternativa, os Vetores de Transferência Acústica (ATVs) representam uma técnica numérica recente baseada no fato de que cada sistema acústico pode ser considerado como um sistema linear (satisfaz as propriedades de adição e homogeneidade). 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 é a pressão sonora, em um determinado número de locais no espaço. O ATV reorganiza o processo de solução de modo que o tempo computacional é significativamente minimizado (Gérard et al., 2002).

1.2. MOTIVAÇÃO

A motivação para realização deste trabalho surgiu durante o período de estágio da autora na empresa *LMS South America – A Siemens Business*, localizada em São Paulo, a qual foi procurada por uma empresa fabricante de compressores herméticos para refrigeração, com intuito de incorporar, em seu

processo projeto, uma metodologia numérica para predição do ruído irradiado por compressores.

Com esta metodologia, alterações de espessura, tipo de material e adição de reforços internos (visando alterar rigidez da estrutura) na carcaça do compressor podem ser realizadas ainda na fase de projeto, visando redução do ruído irradiado bem como com custos de protótipos físicos e testes experimentais.

Nesse contexto, foi identificado que a técnica de ATVs se revela como uma solução eficiente para o problema proposto, cabendo assim o desenvolvimento de uma metodologia numérica, apresentada neste trabalho. Por ser de cunho numérico, o mesmo não terá etapa experimental, ou seja, construção de uma bancada. Porém, os resultados numéricos serão comparados com valores experimentais, disponibilizados pela empresa de compressores, bem como outros dados experimentais necessários para o desenvolvimento da metodologia.

1.3.OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é desenvolver e propor uma metodologia numérica aplicando a técnica de ATVs (utilizando o software LMS Virtual.Lab[®]) para estimar a pressão sonora irradiada pela estrutura externa do compressor (carcaça) ainda na fase de projeto. A validação da mesma foi realizada a partir de dados experimentais coletados em laboratório e fornecidos pelo fabricante dos compressores. Com o intuito de mostrar e exemplificar a aplicação da metodologia proposta alterou-se a espessura da carcaça a fim de comparar e avaliar o nível de pressão sonora em diversos pontos do ambiente externo.

Ressalta-se que a metodologia proposta não pode alterar a eficiência energética já definida no compressor em estudo. Este fato é garantido uma vez que as modificações propostas (mudança na espessura) não alteram a disposição dos componentes internos do compressor, e, por conseguinte o seu desempenho energético ou consumo.

1.3.1. Objetivos específicos

Define-se como objetivos específicos:

- Revisão bibliográfica sobre as metodologias numéricas de predição de ruído existentes: Método de Elementos Finitos, Método de Elementos de Contorno, Vetor de Transferência Acústica, Vetor Modal de Transferência Acústica, Análise por Caminho de Transferência;
- Aprendizado e capacitação para utilização do software LMS Virtual.Lab[®];
- Aplicação da técnica de Análise por Caminho de Transferência, (*Transfer Path Analysis – TPA*) como ferramenta auxiliar na metodologia proposta. Esta funcionalidade do software é explorada demonstrando ser uma ferramenta de fácil aplicação e útil no sentido de analisar os resultados.

1.4. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Uma revisão bibliográfica relacionada ao tema está apresentada no Capítulo 2. Como parte do estudo, o Capítulo 3 traz conceitos sobre compressores herméticos condizentes ao contexto deste trabalho.

O Capítulo 4 expõem os fundamentos teóricos necessários para embasar a metodologia numérica, o que inclui: métodos numéricos para predição de ruído, métodos numéricos para acoplamento e problemas de vibroacústica, e ainda definição matemática de ATV, MATV e TPA. No Capítulo 5 é apresentada a metodologia numérica para estimativa da pressão sonora irradiada por compressores, que compreende tanto a análise estrutural quanto a análise acústica.

O Capítulo 6 mostra os resultados obtidos com a aplicação metodologia para um modelo de compressor e comparação com dados experimentais. Apresenta também a validação e aplicação do método, por meio de uma nova simulação, considerando o mesmo modelo de compressor, com menor espessura da carcaça.

E por fim, no Capítulo 7 são apresentadas as conclusões.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Ramani et al. (1994) os compressores eram significativamente ruidosos até 1970, a partir de quando passou-se a investir em desenvolvimento tecnológico com intuito de reduzir o ruído emitido por estes equipamentos.

Um estudo introdutório realizado por Ingalls et al. (1972), classificou o ruído gerado em compressores herméticos em dois tipos. O primeiro seria proveniente do movimento de corpo rígido da carcaça, para frequências abaixo de 500 Hz. O segundo, mais importante, seria da deformação da carcaça, que ocorreria entre 600 e 2000 Hz, e relaciona-se com os parâmetros de projeto da carcaça. Dessa forma, a seleção adequada de tais parâmetros poderiam elevar as frequências nas quais ocorrem as deformações. Destacam ainda que compressores pequenos (i. e. para refrigeradores) estão mais propensos a esse tipo de deformação.

De acordo com Carmo (2001), as principais fontes internas de ruído e vibração de compressores herméticos são:

- a. Compressão do gás no interior do cilindro: as variações de pressão no cilindro excitam o conjunto moto-compressor gerando vibrações no sistema.
- b. Forças eletromagnéticas no estator: o fluxo magnético no motor elétrico produz excitações magnéticas que geram vibrações no conjunto moto-compressor.
- c. Folgas internas: as folgas entre as partes móveis do compressor, encontradas principalmente no conjunto pistão-biela-eixo, provocam impactos que geram vibração no bloco do compressor.
- d. Vibrações transmitidas pelo sistema de descarga: com a abertura da válvula de descarga, o sistema de descarga é submetido a uma excitação do tipo pulsante com conteúdo de frequência concentrado na frequência de vibração do eixo.
- e. Vibrações transmitidas pelo óleo lubrificante: os movimentos das espiras das molas de suspensão e o contato da fiação de cobre do estator, imersos no óleo de lubrificação, transmitem vibrações à carcaça.

- f. Pulsação do gás no filtro acústico (*muffler*) de sucção: a pulsação do gás no sistema de sucção excita acusticamente a massa de gás que ocupa o espaço entre a carcaça e o conjunto moto-compressor, denominada de cavidade.

Além de se conhecer as fontes de ruído e vibrações é importante identificar os principais caminhos de transmissão de ruído no interior compressor. Tojo et al. (1980), por meio de experimentos, identificaram os principais meios de propagação da energia vibratória: Tubo de descarga, que transmite as vibrações do bloco para a carcaça; Molas de suspensão, que transmitem as vibrações do sistema moto-compressor para a carcaça; e a Cavidade, que transmite a 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. A carcaça é excitada por forças concentradas (molas da suspensão e tubo de descarga) e por forças distribuídas que correspondem à pressão do campo acústico formado na cavidade (Oliveira, 2006).

A influência da carcaça no ruído irradiado para o meio externo por um compressor hermético foi avaliada por Jeric et al. (2006). A pressão sonora e intensidade sonora foram obtidas experimentalmente para um compressor com e sem carcaça. Os resultados revelam que além de reduzir a amplitude do ruído irradiado, a carcaça modifica seu conteúdo de frequências e a distribuição espacial em torno do compressor.

Ainda no trabalho de Jeric et al. (2006), duas vigas foram adicionadas à carcaça para aumentar a rigidez da estrutura. Foi verificado que essa modificação diminuiu a amplitude do ruído e alterou os picos de frequência, confirmando que a irradiação sonora pode ser minimizada com modificações do projeto da carcaça do compressor. Esse aspecto também foi averiguado na pesquisa de Saito et al. (1980), em que a utilização de um formato assimétrico para a carcaça reduziu o ruído irradiado em 6dB, e ainda permitiu reduzir a espessura da carcaça em 1mm. Neste contexto, outros autores ainda podem ser citados, como Lowery (1984); Tojo et al. (1980).

Com o advento da tecnologia em termos de simulações computacionais, em 1989 os pesquisadores W. Soedel e B. Roys (Soedel e Roys, 1989) publicaram um artigo científico contendo o estado da arte dos trabalhos realizados até 1980 relacionados a ruído e vibrações em compressores. Concluíram que a maioria dos trabalhos até então publicados eram experimentais, não tendo, portanto, estudos em simulações computacionais apoiados paralelamente em experimentos controlados. Esta conclusão contribuiu para a inserção das simulações numéricas e computacionais na área de acústica, motivados pela ascensão tecnológica.

Nesse sentido, Ramani (1994), propôs um modelo detalhado de elementos finitos de um compressor hermético alternativo para predição de ruído, validado por meio de comparação das frequências e modos extraídos por análise experimental. O modelo pode ser utilizado para prever as velocidades de superfície da carcaça, a partir das forças de excitação, que posteriormente serão utilizadas para predição do ruído.

Biscaldi et al. (1998), abordou modelo numérico vibroacústico, para predição do ruído irradiado, utilizando, em conjunto, as técnicas de método de elementos finitos, MEF, e método de elementos de contorno, MEC. O MEF foi utilizado para o modelar a malha estrutural da carcaça de um compressor e sua respectiva cavidade acústica. Com intuito de obter a velocidade de vibração da superfície da carcaça, realizou-se uma análise de resposta em frequência do sistema acoplado (estrutura-cavidade) submetido às forças de excitação.

Em seguida, para cada condição de excitação e frequência, a velocidade de vibração é aplicada como condição de contorno em um modelo de elementos de contorno. Com essa metodologia obtêm-se o campo de pressão sonora e o nível de potência sonora emitida pelo compressor.

Os resultados obtidos por Biscaldi et al. (1998), apresentaram boa correlação com os dados experimentais e, permitiram a proposta de um novo modelo para carcaça do compressor. As mudanças foram baseadas na rigidez da casca das áreas do suporte da suspensão e nas juntas do tubo de descarga, que foram identificadas pelo modelo numérico como superfícies críticas. Obteve-se uma redução de 2 dB no nível de ruído emitido, além de redução de 0.5 mm de espessura da carcaça.

Nunes (2005) apresenta uma metodologia que utiliza apenas MEF para avaliação vibroacústica de compressores herméticos. O método consiste em aplicar forças harmônicas com amplitude unitária em pontos específicos da carcaça, e o campo de pressão é calculado sob condições anecóicas. Através do método, é possível obter numericamente a potência acústica irradiada para diferentes versões de projetos de carcaça e compará-los.

A abordagem tradicional das técnicas de elementos finitos e elementos de contorno utiliza diretamente a vibração estrutural como condição de contorno para os problemas de radiação acústica, e, por isso, uma nova solução deve ser encontrada para cada condição de carga (Cittarella et al., 2006). Nesse contexto, a técnica de Vetor de Transferência Acústica (*Acoustic Transfer Vector – ATV*) tem sido uma alternativa para solução de problemas de vibroacústica, uma vez que é independente da resposta estrutural, se revelando como um método adequado para avaliar o ruído irradiado em diferentes condições de carregamento.

Gérard et al. (2002) apresenta um estudo comparativo do tempo total de cálculo gasto na predição de ruído irradiado por um motor utilizando o método clássico de elementos de contorno e o método de vetor de transferência acústica. Considerando os 60 primeiros modos para 52 casos de rotação por minuto do motor, a diferença entre os métodos foi expressiva: a abordagem tradicional utilizou aproximadamente 1564 horas, enquanto que a abordagem utilizando ATV precisou de apenas 41 horas. Este resultado confirma a efetividade da técnica de ATV na redução do tempo computacional.

Outros autores que utilizaram a técnica de ATV na predição do ruído irradiado por estruturas vibrantes podem ser mencionados, como Cittarella et al. (2006), que utilizou a técnica para analisar o comportamento vibroacústico de um automóvel; Dermikan (2010) desenvolveu um método para prever o efeito de mudanças estruturais na característica acústica de corpos fechados; e ainda Oliveira et al. (2008) apresentou uma metodologia para avaliar o comportamento acústico de um protetor térmico de um turbo compressor utilizando ATV.

A técnica também foi abordada por Yuan et al. (2012) em sua pesquisa sobre a casca de um cilindro feita por materiais compósitos. A análise incluiu os

estudos experimentais e numéricos das propriedades dos modos estruturais, a simulação numérica do modelo utilizando MEF/BEM e uma rotina de otimização para reduzir o nível de pressão sonora interno. No processo de otimização foi utilizado ATV, por reduzir o tempo computacional, combinado com um algoritmo genético (GA). A combinação de GA com ATV revelou-se um método robusto e eficiente de otimização com múltiplas variáveis. Foi visto que é possível reduzir, simultaneamente, o nível interno de pressão sonora e o peso, variando a espessura do cilindro em diferentes regiões.

Na década de 80, a Análise por Caminhos de Transferência (*Transfer Path Analysis - TPA*) começou a ser desenvolvida. É uma técnica em que é possível estimar, de forma determinística, a pressão sonora irradiada por um sistema pelo somatório da contribuição das trajetórias de propagação de energia vibroacústica (também chamadas de caminhos), podendo-se então avaliar a influência de cada uma (LMS International, 1995).

Para utilização desta técnica, são necessários dois elementos básicos: A medição indireta das forças operacionais que são exercidas pelas fontes, e a medição, direta ou através de reciprocidade, das FRFs entre os pontos de observação do receptor e os pontos onde as forças são aplicadas (Plunt, 2005).

Um dos principais gargalos que impedem a utilização generalizada da TPA é o tempo gasto para construir um modelo completo. Nos últimos anos tem havido um interesse renovado no desenvolvimento de técnicas mais simples e rápidas. Entre essas novas abordagens, a técnica dominante é a Análise de Caminho Operacional (OTPA), que utilizam dados operacionais, em contraste com análise modal clássica dos subcomponentes, em conjunto com a aplicação do conceito de transmissibilidade. Apesar da redução do tempo de medição e da complexidade do ensaio, esta técnica apresenta uma série de limitações, como falta de confiabilidade devido ao acoplamento entre os caminhos de entrada, já que neste caso as fontes são correlatas (Janssens, 2011).

Técnicas analíticas podem ser aplicadas em modelos de simulação para calcular TPA sem recorrer a medições em estruturas físicas. Ferramentas de Engenharia Assistida por Computador tais como o método de elementos finitos,

por exemplo, podem ser usadas para prever o nível de ruído de uma estrutura mecânica ainda durante seu desenvolvimento virtual. As Funções de Resposta em Frequência (FRF) podem ser estimadas analiticamente e usadas para desenvolver um modelo de TPA (Padilha, 2006).

3. COMPRESSORES HERMÉTICOS PARA REFRIGERAÇÃO

Compressores são equipamentos utilizados para elevar a pressão de um determinado fluido, representando o principal elemento do sistema de refrigeração (Borgnakke & Sonntag, 2009). Em relação aos aspectos construtivos, os compressores de refrigeração podem ser classificados em recíprocos alternativo, rotativos e centrífugos. Os alternativos, por sua vez, podem ainda ser divididos em abertos, semi-herméticos e herméticos (Henklein, 2006).

Os compressores alternativos consistem de um êmbolo movendo-se alternativamente no interior de um cilindro, com válvulas de aspiração e descarga. São os mais apropriados para operar com volumes específicos baixos e pressões altas (Borgnakke & Sonntag, 2009). Em sua maioria, esses compressores empregam motores assíncronos monofásicos para movimentar o pistão (Demay, 2008).

O compressor alternativo aberto é acionado por um motor externo, por meio de um eixo de acionamento que passa através da carcaça. Nos compressores semi-herméticos e herméticos, o motor de acionamento e a unidade compressora são montados em um mesmo eixo, os quais são instalados dentro de um corpo de aço (carcaça) (Embraco, 1987). Após a montagem do conjunto, a tampa é soldada hermeticamente, de forma que as ligações com o meio externo são apenas os terminais elétricos do motor e as conexões do processo de sucção e descarga (Demay, 2008), ou semi-hermeticamente, o que permite a remoção do cabeçote, tornando as válvulas e os pistões acessíveis (Poletto, 2006).

O compressor alternativo hermético tem se apresentando como a melhor opção técnico-econômica para a indústria de refrigeração (Giesel, 2007). O fechamento hermético proporciona redução no tamanho da carcaça e elimina problemas de vazamento. Além disso, a utilização de um sistema mecânico do tipo biela-manivela, para conversão do movimento rotativo de um eixo no movimento translacional de um pistão, confere a estes dispositivos uma alta confiabilidade e um baixo custo de fabricação (Giesel, 2007), além de já existir bom domínio da tecnologia. Os compressores herméticos são utilizados em

refrigeradores domésticos e condicionadores de ar até potências da ordem de 30 kW.

Os compressores abordados neste trabalho são compressores alternativos herméticos, cuja composição é mostrada na Figura 1. Nas próximas seções apresenta-se uma breve descrição sobre o circuito de refrigeração; o princípio de funcionamento desse tipo de compressor e parâmetros de desempenho.

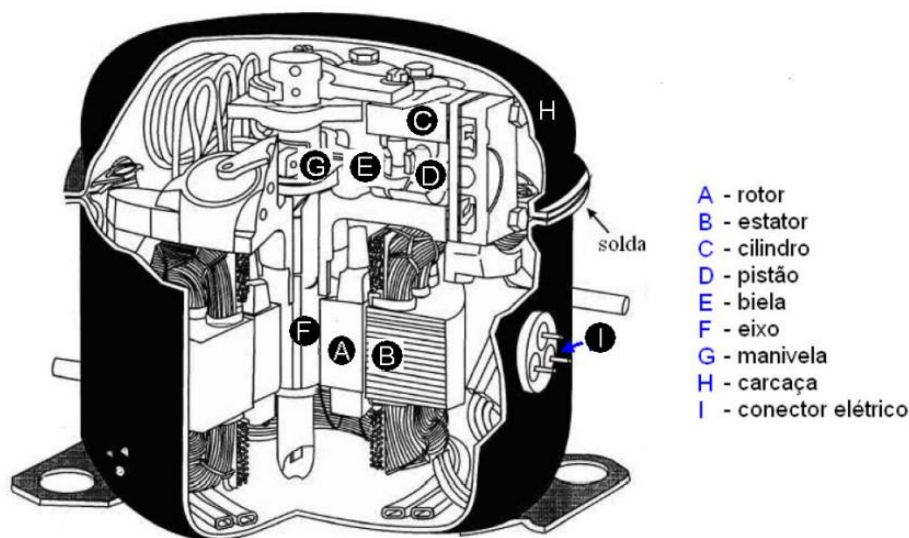


Figura 1 – Componentes de um compressor alternativo hermético. Fonte: Henklein, 2008

3.1. CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

A transferência de calor de uma região com temperatura mais baixa para outro com temperatura mais alta não ocorre de maneira natural, necessitando de dispositivos cíclicos especiais, chamados de refrigeradores, nos quais os fluidos de trabalho são chamados de refrigerantes. (Çengel, 2006).

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor é o mais usado para refrigeradores. Ele consiste em quatro processos: 1-2 Compressão isoentrópica; 2-3 Rejeição de calor a pressão constante; 3-4 Estrangulamento e 4-1 Absorção de calor a pressão constante. Para isto, um circuito de refrigeração é composto por quatro elementos básicos: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, como mostrado na Figura 2.

A função do compressor é forçar a circulação do fluido refrigerante, que ao retornar do evaporador no estado gasoso é succionado e comprimido em direção ao condensador, causando uma baixa de pressão no evaporador e um aumento de pressão no condensador.

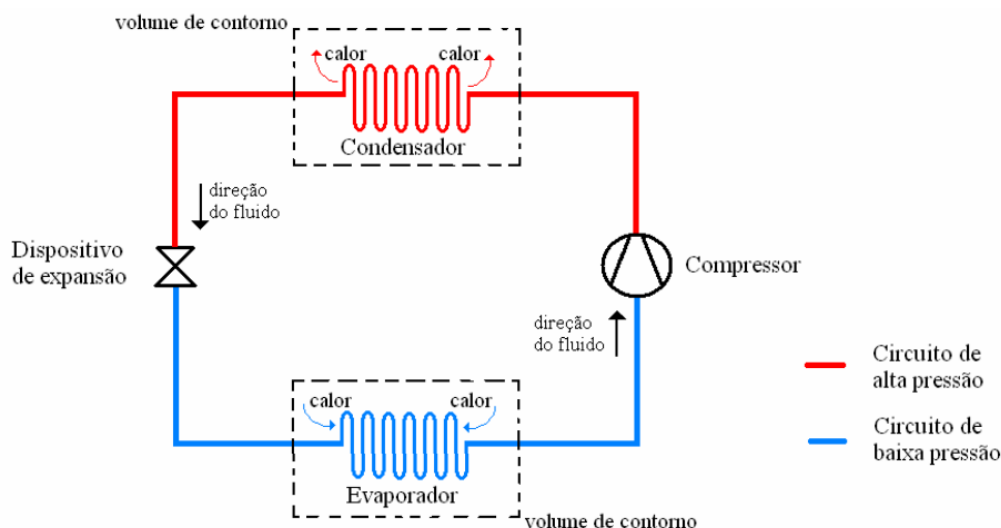


Figura 2 - Representação esquemática do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor. Fonte: Henklein, 2008

Então, no condensador o gás passa pelo processo de condensação, e rejeita para vizinhança o calor absorvido no evaporador e na compressão. O refrigerante, agora em estado líquido, passa pelo dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula de expansão), onde é estrangulado até a pressão de evaporação. No evaporador, o refrigerante evapora completamente, pelo calor que é absorvido da vizinhança, que é então refrigerada. O refrigerante sai do evaporador como vapor, e entra novamente no compressor, completando o ciclo.

Percebe-se que o compressor e o dispositivo de expansão são responsáveis por controlar a pressão do fluido durante o ciclo, dividindo o circuito em alta pressão (condensador) e baixa pressão (evaporador). Nos refrigeradores domésticos (Figura 3), os tubos do compartimento do congelador, onde o calor é absorvido pelo refrigerante, funcionam como o evaporador. As serpentinas, localizadas na parte de trás, onde o calor é dissipado para o ar ambiente, desempenham o papel do condensador. (Çengel, 2006). O dispositivo de expansão, geralmente, é um tubo capilar.

A velocidade de circulação, isto é, a massa de refrigerante por unidade de tempo (fluxo mássico) influencia no desempenho do refrigerador, uma vez que quanto mais rápido o compressor succionar o refrigerante em forma gasosa, menor será a pressão e a temperatura no evaporador, e, portanto, maior o resfriamento proporcionado.

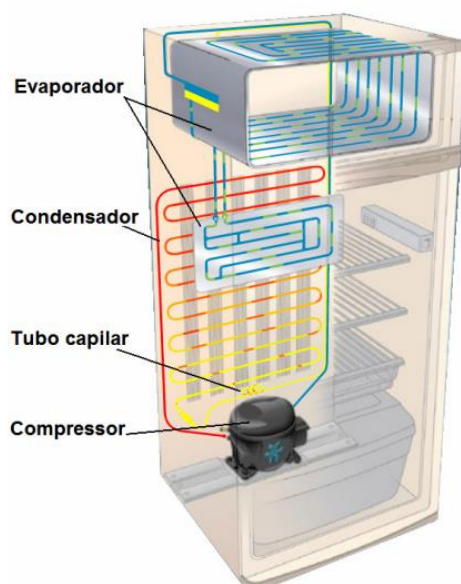


Figura 3 - Esquema de refrigerador doméstico. Fonte: Giesel, 2007

3.2. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO COMPRESSOR ALTERNATIVO HERMÉTICO

Em um circuito de refrigeração, a função do compressor é transferir energia externa, no caso energia elétrica, para o fluxo de gás que circula em seu interior, de forma que o refrigerante complete o ciclo, vencendo as perdas de carga e realizando as trocas de calor (Embraco, 1987).

Quando energia elétrica é fornecida ao motor do compressor, este entra em funcionamento, e gera movimento circular sobre seu eixo, que por sua vez, é transformado, através do conjunto biela-manivela, em movimento retilíneo uniforme do pistão. Com o auxílio das válvulas de sucção e descarga, o movimento do pistão provoca a transferência de fluido do lado de baixa pressão para o de alta pressão (Henklein, 2006). A Figura 4 ilustra as etapas de um ciclo do funcionamento do compressor alternativo.

O movimento do pistão possui dois limites físicos, o ponto morto superior e o ponto morto inferior, e as válvulas são comandadas unicamente pela diferença de pressão. Nestes dispositivos a área do pistão pode ter de 1 a 10 cm² e o curso de 5 a 20 mm (Giesel, 2007).

Durante a admissão, instante (A) da Figura 4, o pistão está no sentido ponto morto superior para ponto morto inferior e a pressão interna ao cilindro tende a ser menor do que a do evaporador, provocando a abertura da válvula de sucção. Durante toda a etapa a pressão interna é menor do que a pressão de descarga, assim a válvula de descarga permanece fechada.

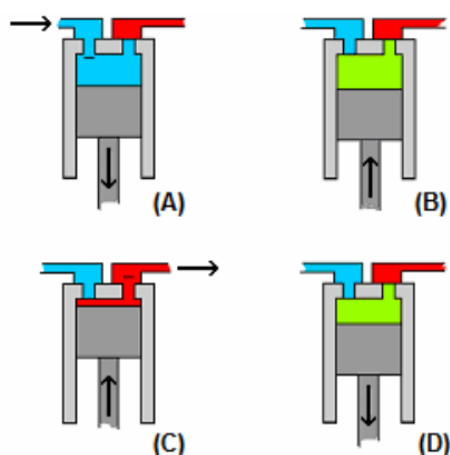


Figura 4 - Etapas do ciclo de bombeamento de gás em um compressor a pistão: (A) Admissão, (B) Compressão, (C) Descarga, (D) Expansão.

No momento seguinte, instante (B), se inicia a compressão, em que o pistão movimenta-se no outro sentido e a pressão intermediária (representada na cor verde) é maior do que a do evaporador, porém, menor do que a do condensador. Esta situação permanece até que a pressão na câmara do cilindro seja ligeiramente maior do que a do condensador, isto faz com que a válvula de descarga se abra permitindo a saída do gás, instante (C).

Em seguida se inicia a expansão. A pressão intermediária é tal que ambas as válvulas estão fechadas. Somente quando a pressão interna tende a ser menor do que a do evaporador é que a válvula se abre iniciando, então, um novo ciclo de compressão.

Um ciclo de compressão real é afetado por diversos processos irreversíveis que afetam a eficiência do compressor. Entre os principais fatores

que influenciam o desempenho do compressor estão: Atrito; Perda de pressão nas válvulas; Trocas térmicas nas tubulações de sucção e descarga; Troca de calor com o ambiente; Circulação do óleo (Joffily, 2007).

3.3. EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE COMPRESSORES HERMÉTICOS - COP

“Energeticamente eficientes e ambientalmente corretos” são características incansavelmente buscadas pela indústria do segmento de compressores. A eficiência energética não é mais tratada apenas como uma forma de aumentar a relação custo/benefício do produto, uma vez que pode ser encarada como economia financeira para o cliente, mas, se tornou um aspecto essencial para inserção do equipamento no mercado, uma vez que as leis ambientais estão cada vez mais severas.

A eficiência energética de um compressor pode ser expressa em termos do seu coeficiente de performance (COP), uma grandeza adimensional que representa uma relação entre o efeito de resfriamento e a entrada de trabalho.

A capacidade de refrigeração de um compressor é o produto da vazão mássica de refrigerante que passa através do compressor e a diferença entre a entalpia específica do refrigerante medida na entrada do compressor e entalpia de líquido saturado correspondente à pressão de saída do compressor, como mostrado na Eq. (1) (Poletto, 2006). Em outras palavras, é uma medida da capacidade do compressor de gerar vazão mássica de refrigerante frente a um diferencial de pressão imposto entre as tomadas de sucção e descarga do compressor (Henklein, 2006). A unidade da capacidade de refrigeração é watt.

$$W = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{g1} - h_{f1}) \quad (1)$$

Onde: W é a capacidade de refrigeração do compressor; \dot{m}_{ref} é o fluxo de massa do refrigerante; h_{g1} é a entalpia de entrada do compressor; h_{f1} é a entalpia de líquido saturado referente a pressão de saída do compressor;

A potência elétrica consumida (\dot{W}_{real}), medida em watt, é a potência nos terminais do compressor hermético, sendo composta pelo consumo do motor e de elementos auxiliares necessários para manter o compressor em operação.

Sendo assim, para um compressor hermético o COP é dado pela razão entre capacidade de refrigeração e a potência elétrica consumida, como apresenta a Eq. (2). Estes parâmetros são medidos em ensaios realizados após a etapa final de montagem de um compressor.

$$COP = \frac{W}{\dot{W}_{real}} \quad (2)$$

Outro parâmetro que pode ser utilizado para medir o desempenho de um compressor é a eficiência isoentrópica, definida como a relação entre a potência isoentrópica de compressão e a potência real consumida, como mostrada na Eq. (3). É uma grandeza adimensional e interpretada como a relação entre o ciclo de refrigeração a vapor por compressão ideal e real. O ciclo real se afasta do ciclo real principalmente devido às quedas de pressão associadas ao deslocamento do fluido de trabalho e à transferência de calor com as vizinhanças (Borgnakke & Sonntag, 2009).

$$\eta_{iso} = \frac{\dot{m}_{ref} \cdot \Delta h_{iso}}{\dot{W}_{real}} \quad (3)$$

Onde Δh_{iso} é a diferença entre a entre as entalpias isoentrópicas na entrada e saída do compressor.

Um bom rendimento do compressor é essencial para o bom rendimento do ciclo de refrigeração. A melhoria do COP pode ser alcançada com modificações ou otimizações dos mecanismos que compõem o equipamento, e é uma tarefa laboriosa, e objetivo de pesquisa dos fabricantes.

4. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

4.1. MÉTODOS NUMÉRICOS PARA PREDIÇÃO DE RUÍDO IRRADIADO

Em geral, problemas de domínios acústicos podem ser descritos por equações diferenciais para que então sejam obtidas as soluções analíticas. Entretanto, tais soluções podem ser complexas e de difícil execução, devido, principalmente, à irregularidade do domínio e do contorno. Como alternativa, soluções numéricas são desenvolvidas para a análise acústica de tais domínios. Em primeiro lugar, a equação de onda acústica, que descreve o movimento de partículas de fluidos sob o efeito da onda acústica é derivada.

As ondas acústicas surgem devido à variação de pressão ao longo de um fluido compressível. As seguintes definições são consideradas (Ahmida, 1996):

$$P = p_0 + p \quad (4)$$

$$\underline{\rho} = \rho_0 + \rho \quad (5)$$

Onde P é a pressão total, p_0 é a pressão de equilíbrio do meio, p é a pressão acústica, $\underline{\rho}$ é a massa específica total, ρ_0 é a massa específica do meio e ρ é a variação de massa específica.

Assumem-se, ainda, algumas hipóteses simplificadoras:

- a) Despreza-se o efeito da força da gravidade, o que permite considerar que ρ_0 e p_0 são uniformes no domínio do fluido;
- b) O fluido é homogêneo e isotrópico;
- c) Os efeitos dissipativos devido a viscosidade ou condução de calor são desconsiderados. Processo adiabático e fluido invíscido;
- d) As ondas apresentam pequenas amplitudes, tal que a mudança na massa específica do meio será desprezível.

Manipulando as equações de conservação de massa, equação do movimento, equação do estado e conservação de energia, obtém-se:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t^2} - \Delta^2 p = 0 \quad (6)$$

Onde $\Delta^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ é o operador Laplaciano e c é a velocidade de propagação do som no meio. A Eq. (6) é conhecida como equação da onda linearizada para propagação de som em fluidos. Assumindo uma variação de pressão harmônica $p = \hat{p}e^{j\omega t}$, a Equação de Helmholtz que modela o campo sonoro produzido em um ambiente fechado, é obtida, como:

$$\Delta^2 \hat{p} + k^2 \hat{p} = 0 \quad (7)$$

Onde ω é a frequência e $k = \omega/c$ é o número de onda.

Nas próximas seções são apresentados dois métodos determinísticos para solução desta equação: Método de Elementos Finitos e Método de Elementos de Contorno.

4.1.1. Método de Elementos Finitos – MEF

O método de elementos finitos pode ser adotado para modelar o comportamento dinâmico da pressão acústica em uma cavidade, usando a equação da onda acústica. O método é baseado na transformação do problema original em uma formulação integral equivalente (Dermikan, 2010).

Para obter um termo não homogêneo para fonte acústica da equação de onda, a variável q (massa adicionada por unidade de volume) é adicionada:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t^2} - \Delta^2 p = \frac{\partial q}{\partial t} \quad (8)$$

A formulação do método de elementos finitos é obtida multiplicando a Eq. (8) por uma função teste v_F e integrando sobre o volume de fluido V_F :

$$\int v_F \left(\frac{1}{c^2} \frac{\partial p}{\partial t^2} - \Delta^2 p - \frac{\partial q}{\partial t} \right) dV = 0 \quad (9)$$

Aplicando o Teorema de Green e introduzindo a função de forma N_F , a formulação de elementos finitos para o domínio acústico é:

$$M_F \ddot{p} + K_F p = f_q + f_s \quad (10)$$

Em que:

$$\begin{aligned}
 M_F &= \int N_F^T N_F dV \ddot{p} \\
 K_F &= c^2 \int (\nabla N_F)^T N_F dV p \\
 f_s &= c^2 \int N_F^T \nabla p n_F dS \\
 f_q &= c^2 \int N_F^T \frac{\partial q}{\partial t} dV
 \end{aligned} \tag{11}$$

n_F é o vetor normal à superfície apontado para fora do domínio.

O MEF requer a discretização do domínio em três dimensões, originando um sistema matricial grande e esparso para ser resolvido.

4.1.2. Método de Elementos de Contorno – MEC

Outro método determinístico que pode ser adotado como solução numérica para problemas de domínio acústico é o método de elementos de contorno – MEC. Uma das vantagens, em relação ao MEF, é que domínios infinitos são facilmente manipulados utilizando o MEC, especialmente, para análises acústicas de exterior. Além disso, apenas as fronteiras do domínio são discretizadas neste método, de modo que reduz o problema em uma dimensão e simplifica o processo de geração da malha. Por outro lado, o sistema matricial é complexo e assimétrico.

Para obter a formulação do método, é necessário utilizar funções especiais, chamadas de soluções fundamentais. Para problemas de acústica no domínio da frequência, a solução fundamental chamada de Função de Green para o espaço livre é utilizada e satisfaz a equação de Helmholtz, para domínios infinitos quando existe um ponto de excitação unitária:

$$\Delta^2 G(r, r_s) + k^2 G(r, r_s) = \delta(r - r_s) \tag{12}$$

Onde $\delta(r - r_s)$ é a função Delta de Dirac, r é o ponto dentro do domínio e r_s é um ponto fora da superfície. A solução da equação diferencial resulta em:

$$G(r, r_s) = \frac{e^{jk|r-r_s|}}{4\pi|r-r_s|} \quad (13)$$

Manipulando as equações, utilizando a segunda identidade de Green, obtém-se uma integral de contorno, correspondente à equação integral de Helmholtz para o domínio acústico interno e externo, respectivamente:

$$\int \left(\hat{p}(r_s) \frac{\partial G(r, r_s)}{\partial v_s} - G(r, r_s) \frac{\partial \hat{p}(r_s)}{\partial v_s} \right) dS = \begin{cases} 0 & r \in V_{ext} \\ -\hat{p}(r_s) & r \in V_{int} \\ \frac{-\hat{p}(r_s)}{2} & r \in S \end{cases} \quad (14)$$

$$\int \left(\hat{p}(r_s) \frac{\partial G(r, r_s)}{\partial v_s} - G(r, r_s) \frac{\partial \hat{p}(r_s)}{\partial v_s} \right) dS = \begin{cases} \hat{p}(r_s) & r \in V_{ext} \\ 0 & r \in V_{int} \\ \frac{\hat{p}(r_s)}{2} & r \in S \end{cases}$$

v_s é o vetor normal à superfície apontado para fora do domínio; S é a superfície; V_{ext} e V_{int} é a região externa interna do domínio, respectivamente.

Para resolver a integral, condições de contorno devem ser estabelecidas. Para os problemas de cavidade acústica, tais condições podem ser expressas usando tanto pressão acústica quanto o componente normal da velocidade da partícula acústica, ou ainda uma combinação das duas variáveis.

4.1.2.1. MEC Direto

O método de elementos de contorno direto aplica pressão e velocidade normal como condição de contorno que podem ser aplicadas nos elementos ou nos nós da malha. Utilizando a segunda identidade de Green, o sistema de equações para este método pode ser representado como:

$$[A(\omega)]\{p\} = [B(\omega)]\{\vartheta_n\} \quad (15)$$

Em que ϑ_n é a componente normal da velocidade e $[A(\omega)]$ e $[B(\omega)]$ são matrizes cheias e não simétricas, dependentes da frequência. A pressão acústica é calculada por:

$$p(x) = \int \left(p(y) \frac{\partial G(x, y)}{\partial v_s} - G(x, y) \frac{\partial p(x, y)}{\partial v_s} \right) dS(y) \quad (16)$$

Neste método, considera-se que o fluido está presente apenas em um lado da malha de elementos de contorno, ou interior ou exterior, Figura 5. A análise pode ser feita apenas para superfícies fechadas e, preferencialmente, simples, uma vez que a formulação lida com matrizes complexas que demandam maior esforço computacional.

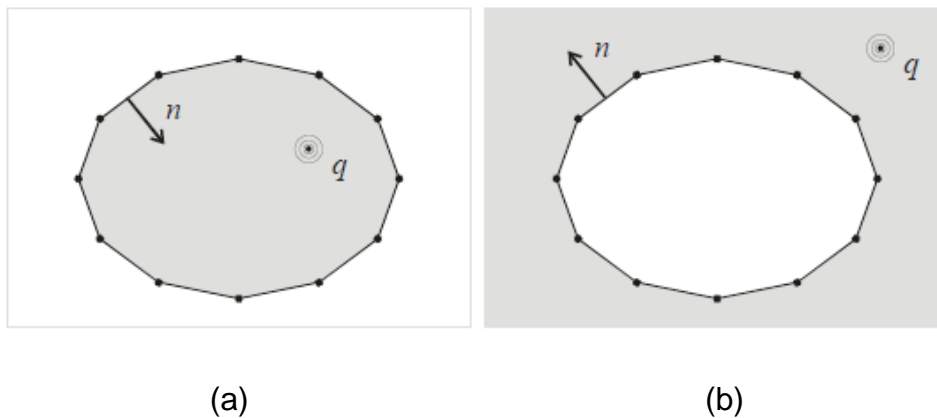


Figura 5 – Domínio acústico (a) interno (b) externo

4.1.2.2. MEC Indireto

O método de elementos de contorno indireto utiliza descontinuidade de pressão e velocidade normal como condições de contorno da superfície nos elementos da malha. A matriz resultante é cheia, porém simétrica, representada por:

$$\begin{bmatrix} B & C^T \\ C & D \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma \\ \tau \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f \\ g \end{Bmatrix} \quad (17)$$

Em que σ e τ representam os saltos de velocidade e pressão, respectivamente; f e g são os vetores de excitação e; B , C e D são matrizes que dependem da função de forma e da função de Green. A pressão acústica em qualquer ponto pode ser calculada por:

$$p(x) = \int \left(\tau(y) \frac{\partial G(x,y)}{\partial v_s} - \sigma(y) G(x,y) \right) dS(y) \quad (18)$$

O método indireto é mais utilizado que o direto, visto que permite lidar com radiação interna e externa simultaneamente e permite analisar uma grande variedade de geometrias, incluindo geometrias abertas, ou que contenham furos, Figura 6.

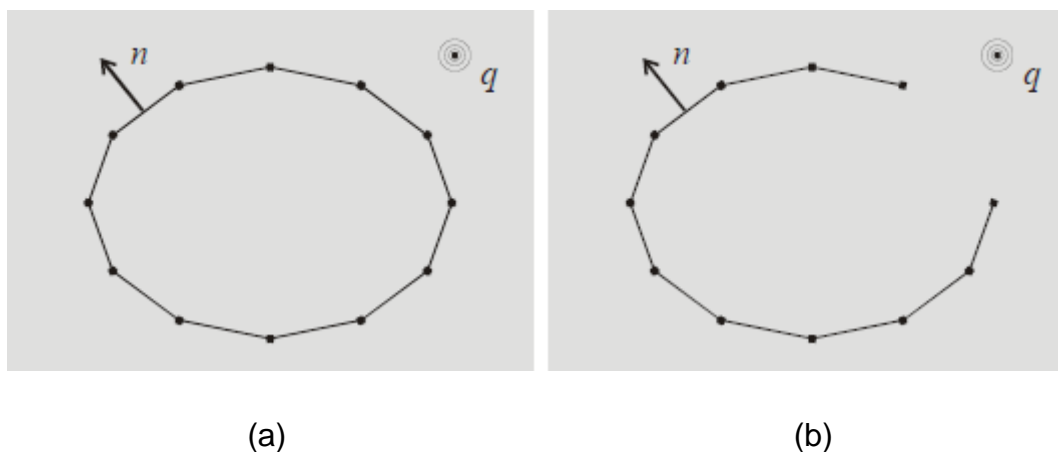


Figura 6 – Domínio acústico (a) interno/externo (b) com geometria aberta

4.2. MÉTODOS NUMÉRICOS PARA ACOPLAMENTO VIBROACÚSTICO

A formação de ondas sonoras no meio acústico devido à vibração da estrutura no qual está conectado, e o caso oposto, em que a pressão acústica induz vibrações estruturais é investigado pela engenharia na área da vibroacústica (Davidsson, 2004).

Os dois domínios, estrutural e acústico, devem ser estudados como um sistema acoplado. O acoplamento depende da interação entre os dois domínios. Ou seja, diz-se que o acoplamento é forte se a pressão acústica exerce carga sobre a estrutura e, simultaneamente, a velocidade de vibração da estrutura define a velocidade de vibração acústica no domínio acústico. Por outro lado, o acoplamento é fraco quando a estrutura dinâmica não é influenciada pela cavidade acústica.

Esse tipo de problema pode ser analisado por meio de expressões analíticas para os dois domínios, porém os sistemas estudados quase sempre apresentam formas complexas, portanto métodos numéricos devem ser

empregados. Para calcular a pressão acústica, a resposta de vibração da estrutura é aplicada como condição de contorno para o meio acústico.

Quando tanto a estrutura e meio acústico são modelados usando elementos finitos, é denominado como acoplamento MEF-MEF. Se a estrutura é modelada através de elementos finitos e o domínio acústico é modelado por elementos de contorno, é chamado de acoplamento MEF-MEC. Nas próximas seções, uma breve explicação sobre os dois tipos de acoplamento é apresentada.

4.2.1. Acoplamento MEF-MEF

A estrutura é descrita pela equação do momento para um corpo contínuo. A formulação em elementos finitos é derivada assumindo pequenos deslocamentos. O sistema de equações governantes para o domínio estrutural pode ser escrita como:

$$M_s \ddot{d}_s + K_s d_s = f_F + f_b \quad (19)$$

Onde:

$$\begin{aligned} M_s &= \int N_s^T \rho_s N_s dV \\ K_s &= c^2 \int (\tilde{\nabla} N_s)^T D_s \tilde{\nabla} N_s dV \\ f_s &= c^2 \int N_s^T t_s dS \\ f_q &= c^2 \int N_s^T b_s dV \end{aligned} \quad (20)$$

Em que t_s é o vetor de tração de superfície; b_s representa as forças do corpo; ρ_s é a massa específica do material da estrutura; N_s é a função de forma estrutural. A matriz construtiva D_s e o operador diferencial $\tilde{\nabla}$ são representados por:

$$D_S = \begin{bmatrix} \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$\vec{v} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x_1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x_2} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial x_3} \\ \frac{\partial}{\partial x_2} & \frac{\partial}{\partial x_1} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial x_3} & 0 & \frac{\partial}{\partial x_1} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial x_3} & \frac{\partial}{\partial x_2} \end{bmatrix} \quad (22)$$

Em que os coeficientes de Lamé, λ e μ , são expressos em função do módulo de elasticidade, E ; o módulo de cisalhamento, G ; e o coeficiente de Poisson, ν :

$$\lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \quad (23)$$

$$\mu = G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (24)$$

Na região da fronteira de interface, a velocidade normal é a mesma para ambos os domínios, estrutural e acústico, assim como a pressão. Aplicando essas duas condições de contorno, se estabelece um sistema não simétrico de equações:

$$\begin{bmatrix} M_S & 0 \\ \rho_0 c^2 H^T & M_F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{d}_S \\ \ddot{p}_S \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_S & -H \\ 0 & K_F \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d_S \\ p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_b \\ f_q \end{bmatrix} \quad (25)$$

Onde H é a matriz de acoplamento espacial

$$H = \int N_s^T n N_F dS \quad (26)$$

n é o vetor normal

4.2.2. Acoplamento MEF-MEC

Introduzindo a condição de contorno de acoplamento estrutural na equação de Helmholtz, a pressão sobre a superfície de um corpo vibrante é expressa na forma de integral (Dermikan, 2010):

$$\int \left(\hat{p}(r_s) \frac{\partial G(r, r_s)}{\partial u_s} - G(r, r_s) \omega \rho_0 u_n \right) dS = \frac{-\hat{p}(r)}{2} \quad (27)$$

A pressão sobre a superfície S é avaliada resolvendo a Eq. (27) para o ponto r sobre a superfície. Depois, conhecendo a pressão sobre a superfície do corpo, $\hat{p}(r_s)$, a pressão em qualquer ponto do volume, $\hat{p}(r)$ pode ser estimada.

O sistema de equações para o acoplamento MEF e MEC indireto é representado por:

$$\begin{bmatrix} K_S - \omega^2 M_S & C \\ C & \frac{H(\omega)}{\rho_0 \omega^2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{d}_s \\ \mu \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} F_S \\ \frac{F_F}{\rho_0 \omega^2} \end{bmatrix} \quad (28)$$

De forma semelhante, o sistema de equação para o acoplamento MEF e MEC direto pode ser expresso por:

$$\begin{bmatrix} K_S - \omega^2 M_S & C^T \\ \rho_0 \omega^2 B(\omega) & A(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{d}_s \\ \rho \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} F_S \\ F_F \end{bmatrix} \quad (29)$$

Onde C é a matriz geométrica de acoplamento; $H(\omega)$ é a matriz de influência do MEC indireto; F_S e F_F são vetores de carga estrutural e acústica, respectivamente,

Em problemas em que o acoplamento entre os dois domínios é forte, o efeito de carregamento acústico na estrutura, F_F deve ser considerado. No entanto, nos casos em que a resposta estrutural não é afetada de forma significativa pelo som incidente, F_F pode ser negligenciado. No caso avaliado

neste trabalho, assume-se um acoplamento fraco, ou seja, F_F não é considerado.

Neste estudo, o método de acoplamento adotado é o MEF-MEC, pois ainda que ambos os métodos possam ser equivalentemente aplicados para problemas de interior, o método de elementos de contorno apresenta melhor desempenho para problemas de exterior, caracterizados pela radiação sonora em um domínio infinito. Optou-se ainda pelo método MEC Indireto, uma vez que as soluções são mais rápidas para modelos mais complexos, e ainda permite a implementação de vetores de transferência no cálculo, conforme será explicado em detalhes na próxima seção.

4.3. MÉTODOS NUMÉRICOS PARA PROBLEMAS DE VIBROACÚSTICA

Na abordagem clássica, a resposta acústica de um sistema é calculada resolvendo o sistema de equações para cada condição de carregamento. Em geral, é um processo que consome muito tempo, uma vez que sistemas matriciais complexos devem ser montados e resolvidos para cada frequência e carga (Cittarella et al., 2006).

Neste trabalho, foram adotadas técnicas baseadas em vetores de transferência (ATV e MATV) para realizar o estudo vibroacústico do sistema, de modo evitar a repetição da análise a cada mudança de vibração estrutural. A técnica do vetor de transferência acústica reorganiza o processo de solução, de modo que o tempo computacional é significativamente minimizado (Gérard et al., 2002).

Neste capítulo são apresentadas as técnicas de Vetor de Transferência Acústica – ATV e Vetor Modal de Transferência Acústica – MATV.

4.3.1. Conceitos iniciais

Esta seção traz, de forma breve, fundamentos teóricos necessários para compreensão da metodologia explorada neste trabalho.

4.3.1.1. Sistema Linear

Um sistema é considerado linear quando, entre dois pontos de interesse claramente definidos, Figura 7, conhecidos como entrada (ponto de excitação)

e saída (ponto de resposta), existem as propriedades de adição (Eq. (55)) e homogeneidade (Eq. (32)).

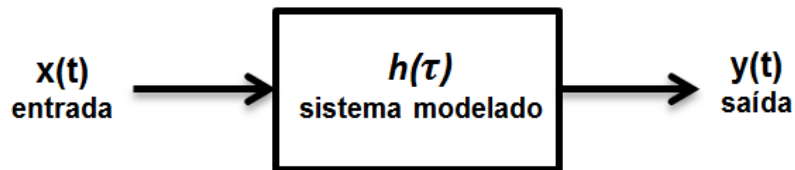


Figura 7 – Representação de um Sistema Linear

$$x_1(t) + x_2(t) \rightarrow y_1(t) + y_2(t) \quad (30)$$

$$\alpha \cdot x_1(t) \rightarrow \alpha \cdot y_1(t) \quad (31)$$

Sendo α uma constante real.

Estas propriedades podem ser combinadas para estabelecerem o princípio da superposição, Eq. (32), de forma que um sistema é considerado não linear se não satisfaz este princípio.

$$\alpha_1 \cdot x_1(t) + \alpha_2 \cdot x_2(t) \rightarrow \alpha_1 \cdot y_1(t) + \alpha_2 \cdot y_2(t) \quad (32)$$

Outra característica importante verificada em grande parte dos sistemas mecânicos é a invariabilidade temporal. Um sistema é considerado linear e invariante no tempo (*Linear Time-Invariant* – LTI) quando satisfaz, além do princípio da superposição, a seguinte condição (Chen, 1999):

$$x(t) \rightarrow y(t) \Rightarrow x(t + T) \rightarrow y(t + T) \quad (33)$$

Ou seja, se uma mesma entrada $x(t)$ for aplicada em um sistema linear invariante no tempo em um instante $t + T$, esta produzirá a mesma saída $y(t)$, deslocada para o instante $t + T$.

Sistemas LTI podem ser descritos através da “função de resposta ao impulso” $h(\tau)$. O uso desta função baseia-se no fato de que para qualquer entrada arbitrária $x(\tau)$, a saída $y(t)$ é determinada pela “integral de convolução”:

$$y(t) = \int_0^t x(\tau)h(t - \tau) d\tau \quad (34)$$

Na prática, sistemas lineares não existem, mas representam grande diversidade de problemas com boa aproximação. Assumir que um sistema tenha parâmetros invariantes no tempo é razoável para sistemas mecânicos, pois não vão apresentar mudanças consideráveis no intervalo de interesse prático (Guimarães, 2008).

4.3.1.2. Função Resposta em Frequência

Uma das ferramentas de análise de sistemas lineares são as Funções de Transferência, que constituem uma representação entrada-saída do sistema. A função de transferência de um sistema LTI é definida pela relação entre a transformada de Laplace da saída e a transformada de Laplace da entrada do sistema. Considerando o sistema mostrado na Figura 7, tem-se:

$$G(s) = \frac{\mathcal{L}(y(t))}{\mathcal{L}(x(t))} = \frac{Y(s)}{X(s)} \quad (35)$$

Desta maneira, o sistema passa a ser descrito pelas equações algébricas em s (Moura, 2010).

Tomando a transformada de Laplace da saída $y(t)$, combinando com a Integral de Convolução (Eq.(34)) e por meio de algumas manipulações matemáticas, tem-se que:

$$Y(s) = \int_0^{\infty} G(v)e^{-sv}dv \int_0^{\infty} x(\tau)e^{-s\tau} d\tau = G(s)X(s) \quad (36)$$

Em que $v = t - \tau$.

A Função de Resposta em Frequência (*Frequency Response Functions* – *FRF*) são um caso especial da função de transferência clássica, definidas pela relação entre a transformada de Fourier da saída e a transformada de Fourier da entrada do sistema. É definida pela transformada de Fourier da função de resposta ao impulso $h(\tau)$:

$$H(\omega) = \int_0^{\infty} h(\tau)e^{-j\omega\tau}d\tau \quad (37)$$

A Eq. (61) é reescrita como:

$$H(\omega) = \frac{\mathfrak{F}(y(t))}{\mathfrak{F}(x(t))} = \frac{Y(\omega)}{X(\omega)} \quad (38)$$

A função de transferência passa então a representar os efeitos de uma excitação harmônica, de frequência, aplicada sobre o sistema. Dessa forma o sistema é estável e, ao ser submetido a um ensaio, é fisicamente realizável. Assim, a FRF pode substituir a função de transferência para sistemas LTI, sem perda de informação útil (Guimarães, 2008).

4.3.1.3. Análise Modal

A análise modal é o processo constituído de técnicas e modelagem e identificação que possibilitam a construção de um modelo matemático representativo do comportamento dinâmico de uma estrutura mecânica, excitada por forças internas ou externas, a fim de determinar os seus parâmetros modais (Ewins, 1984).

Definem-se por parâmetros modais as frequências naturais, os modos de vibração e os fatores de amortecimento modal. As frequências naturais indicam a taxa de oscilação livre da estrutura, depois de cessada a força que provocou o seu movimento. Os modos de vibração são a forma como a estrutura vibra, relacionada a cada uma de suas frequências naturais. O amortecimento da estrutura é a sua propriedade interna de dissipar energia.

A determinação dos parâmetros modais, que permite descrever as equações de movimento, parte da construção de um modelo de resposta para o sistema. As equações de movimento de um sistema de múltiplos graus de liberdade podem ser estabelecidas a partir do equilíbrio das forças associadas a cada grau de liberdade:

$$\{F_I\} + \{F_A\} + \{F_E\} = \{F(t)\} \quad (39)$$

Em que $\{F_I\}$ são as forças de inércia, $\{F_A\}$ são as forças devidas ao amortecimento, $\{F_E\}$ são as forças de deformação elástica e $\{F(t)\}$ são as forças aplicadas exteriormente.

Cada um destes vetores de forças resultantes do movimento depende das variáveis que descrevem o movimento, que são: deslocamento, velocidade e aceleração, em cada grau de liberdade. Estas relações podem ser descritas a partir das expressões:

$$\{F_E\} = [K] x(t) \quad (40)$$

$$\{F_A\} = [C] \dot{x}(t) \quad (41)$$

$$\{F_I\} = [M] \ddot{x}(t) \quad (42)$$

Onde $[K]$, $[C]$, $[M]$ são as matrizes de rigidez da estrutura, amortecimento e massa, respectivamente.

Substituindo estas relações na Eq. (39):

$$[M] \ddot{x}(t) + [C] \dot{x}(t) + [K] x(t) = F(t) \quad (43)$$

A identificação das frequências de vibração de um determinado sistema é resolvida com base na análise do movimento em regime livre e sem amortecimento. Desta forma, a equação de equilíbrio dinâmico assume uma forma mais simples:

$$[M] \ddot{x}(t) + [K] x(t) = 0 \quad (44)$$

Admite-se que o movimento da estrutura quando vibra com uma dada frequência λ é harmônico traduzido por uma equação do tipo:

$$\{x(t)\} = \{\psi\} \cos(\lambda t - \phi) \quad (45)$$

Em que $\{\psi\}$ é o vetor que representa a configuração deformada da estrutura, λ a frequência de vibração e ϕ a fase. Derivando duas vezes a Eq. (45), obtêm-se a expressão da aceleração ao longo do tempo:

$$\{\ddot{x}(t)\} = -\lambda^2 \{\psi\} \cos(\lambda t - \phi) \quad (46)$$

Substituindo as Eq. (45) e (46) na equação do movimento (44)

$$-\lambda^2 [M] \{\psi\} \cos(\lambda t - \phi) + [K] \{\psi\} \cos(\lambda t - \phi) = \{0\} \quad (47)$$

$$-\lambda^2 [M] \{\psi\} + [K] \{\psi\} = \{0\} \quad (48)$$

$$[K - \lambda^2 M] \{\psi\} = \{0\} \quad (49)$$

Para que o sistema de equações (49) tenha uma solução não trivial ($\{\psi\} = \{0\}$) é necessário que se anule o determinante da matriz $[K - \lambda^2 M]$. Portanto, a determinação das frequências e modos de vibração resulta em um tradicional problema de autovalor e autovetor. Os valores próprios representam as frequências e os vetores próprios os modos de vibração, assim, cada modo de vibração ψ_n corresponde a uma frequência λ_n .

Os modos de vibração do sistema são normalmente apresentados ao longo das colunas de uma matriz, chamada de matriz de formas modais $[\Psi]$. As matrizes de formas modais apresentam um conjunto de propriedades designadas por condições de ortogonalidade e que são traduzidas nas seguintes equações:

$$[\Psi]^T [M] [\Psi] = [M_G] \quad (50)$$

$$[\Psi]^T [K] [\Psi] = [K_G] \quad (51)$$

$$[\Psi]^T [C] [\Psi] = [C_G] \quad (52)$$

As matrizes $[M_G]$, $[K_G]$ e $[C_G]$ são diagonais e representam os valores generalizados de massa, rigidez e amortecimento, respectivamente.

Os modos de vibração representam somente a configuração da estrutura quando esta vibra em determinada frequência. Ou seja, o valor absoluto das componentes que constituem o vetor modo de vibração pode ser arbitrariamente escalado, sendo importante apenas a relação entre eles. Desta forma existem infinitas representações possíveis do mesmo modo de vibração. Por isso, é habitual normalizá-los, para facilitar a interpretação e a comparação entre eles.

A forma de normalização mais usada, basicamente em virtude das simplificações na representação da equação de movimento, é a normalização em relação à matriz de massa. Se a matriz modal for normalizada em relação à matriz de massa: as relações de ortogonalidade se reescrevem para:

$$[\Phi] = [\Psi][1/\sqrt{M_G}] \quad (53)$$

As relações de ortogonalidade se reescrevem para:

$$[\Phi]^T [M] [\Phi] = [I] \quad (54)$$

O sistema de equações de equilíbrio dinâmico traduzido pela Eq. (43) é um sistema de equações diferenciais dependentes entre si, uma vez que $[K]$ e $[M]$ não são obrigatoriamente diagonais. É possível, no entanto, através de uma mudança de referencial a após algumas transformações, representar o mesmo sistema de equações diferenciais de forma a que estas sejam independentes entre si (Guerreiro, 1999).

A variável espacial $\{x(t)\}$ pode ser convenientemente substituída por $\{x(t)\} = [\Psi] \{x_G(t)\}$, para que as relações de ortogonalidade sejam montadas. As novas variáveis, $\{x_G(t)\}$, são chamadas coordenadas modais, pois relaciona as variáveis espaciais com a matriz de formas modais do sistema.

A vantagem da utilização das coordenadas modais sobre as coordenadas espaciais é o desacoplamento das equações de movimento. Isto é, as equações de movimento independentes são obtidas para cada um dos modos da resposta dinâmica de um sistema com vários graus de liberdade. Para cada modo de vibração, portanto, há uma equação de movimento independente que pode ser resolvido como se fosse a equação do movimento de um único grau de liberdade do sistema. A resposta dinâmica de toda a estrutura é, em seguida, obtida por sobreposição das respostas de cada um dos modos. Isso geralmente é mais simples do que resolver simultaneamente equações diferenciais acopladas de movimento (Beards, 1996).

4.3.2. Vetor de transferência Acústica - ATV

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.

Subdividindo as superfícies que vibram em um número finito de painéis de vibração, pode-se exprimir essa relação em forma de matriz, como mostrado na Eq. (55) (Virtual.Lab, 2012):

$$\{Press\tilde{a}o\ Sonora\} = [Matriz\ de\ Transfer\tilde{e}ncia\ Ac\tilde{u}stica] \times \{Velocidade\ de\ Superf\tilde{i}cie\} \quad (55)$$

Onde $\{Press\tilde{a}o\ Sonora\}$ é um vetor coluna contendo as pressões sonoras em diferentes pontos do espaço, $\{Velocidades\ de\ Superf\tilde{i}cie\}$ é um vetor coluna que contém as velocidades estruturais dos painéis de vibração e $[Matriz\ de\ Transfer\tilde{e}ncia\ Ac\tilde{u}stica]$ é a matriz que relaciona as entradas e saídas do sistema.

Já que apenas a componente normal da velocidade de superfície dos painéis de vibração desempenha papel na geração de ondas sonoras (Oliveira et al., 2008), e considerando o nível de pressão sonora, p , em apenas um local (microfone) no espaço, como ilustra a Figura 8, podemos reescrever a Eq. (55) como:

$$p(\omega) = \{ATV(\omega)\}^T \cdot \{v_n(\omega)\} \quad (56)$$

Onde $\{v_n\}$ indica o vetor coluna da velocidade normal de superfície e (ω) (frequência angular) destaca a dependência da frequência na relação e $\{ATV\}$ é a matriz que relaciona as entradas e saídas do sistema.

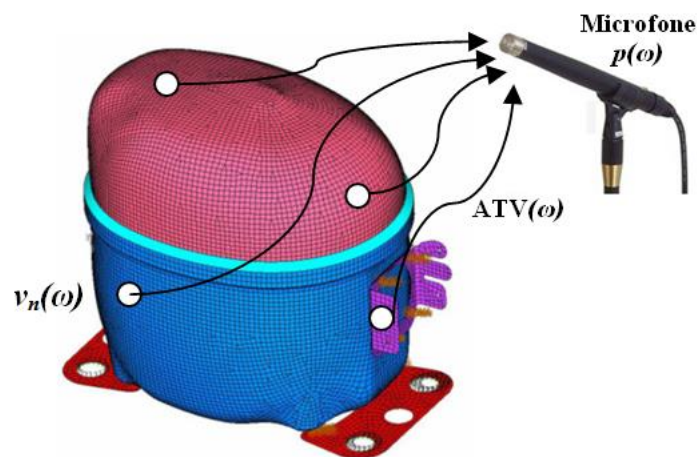


Figura 8 - Conceito do ATV

Por definição, o ATV é completamente determinado pelas características do sistema acústico. Depende apenas dos seguintes parâmetros (Virtual.Lab, 2012):

- Geometria da superfície da estrutura;

- Propriedades do fluido (densidade e velocidade do som);
- Posição do microfone;
- Frequência de interesse;
- Tratamento da superfície acústica (i.e condições de contorno como impedância ou admitância)

Uma das propriedades fundamentais do ATV é a independência dos modos estruturais e das condições de carregamento que a estrutura está submetida. Portanto, os ATVs podem ser calculados mesmo antes do comportamento dinâmico da estrutura ser conhecido. Posteriormente, conhecendo os valores de velocidades de superfície, a pressão sonora é determinada apenas por uma multiplicação matricial, conforme Eq. (56), cujo tempo computacional é negligenciável.

Sendo assim, o mesmo conjunto de ATVs pode ser reutilizado para calcular e comparar o desempenho acústico para muitas situações diferentes, por exemplo, para conferir o efeito de modificações estruturais que não alteram a superfície geométrica, ou mesmo avaliar a performance de uma máquina rotativa em diversas condições operacionais, como diferentes rotações de compressores alternativos.

Outra vantagem da técnica é que não é necessário calcular os ATVs explicitamente para cada frequência de uma faixa de interesse. Em vez disso, pode-se estabelecer um intervalo, de forma que os ATVs serão calculados apenas para alguns valores de frequência. Posteriormente, por meio de interpolação linear, são obtidos para as demais frequências, produzindo funções de respostas precisas com um esforço computacional reduzido.

Tais características conferem à técnica de ATV uma aplicação eficiente na avaliação de parâmetros de estruturas, em relação à radiação de ruído. Sendo adequadamente empregada em um ciclo de otimização de tais parâmetros.

4.3.3. Vetor Modal de Transferência Acústica – MATV

Embora seja uma abordagem eficiente, para o cálculo da pressão sonora utilizando a técnica de ATVs assume-se o conhecimento prévio da

velocidade normal de superfície. Esta pode ser estimada a partir de técnicas indiretas: método da amostragem de superfície; medição da intensidade sonora ou ainda o método da matriz de inversão (LMS INTERNATIONAL, 1995). Cada método apresenta vantagens e desvantagens, sendo, por vezes, pouco viáveis de serem realizados.

Por outro lado, muitas vezes a resposta estrutural de um objeto submetido a um carregamento é calculada utilizando uma representação modal. Os deslocamentos estruturais, em uma dada frequência de excitação, são calculados como uma combinação linear dos vetores dos modos estruturais do sistema. Esta relação pode ser expressa pela seguinte equação:

$$\{u(\omega)\} = [\Psi]\{q(\omega)\} \quad (57)$$

Em que $u(\omega)$ representa o vetor coluna contendo todas as componentes do deslocamento estrutural; $[\Psi]$ é a matriz de formas modais e $\{q(\omega)\}$ é o vetor coluna contendo os fatores de participação modal para as dadas frequências de excitação.

O vetor de fatores de participação modal depende da frequência e representa a contribuição de cada modo para a resposta. Estes fatores de participação são condicionados a normalização dos modos (normalmente, em relação à matriz de massa). O fator de participação modal é matematicamente representado por (Maressa, 2010):

$$q_i(\omega) = \frac{\{\Psi_i\}^T \cdot \{F\}}{\omega_{n_i}^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{n_i}}\right)^2 + j \cdot \beta\right)} \quad (58)$$

Em que $\{\Psi_i\}^T$ é o i-ésimo modo de vibração; $\{F\}$ vetor de carga; ω_{n_i} é a frequência natural correspondente ao i-ésimo modo de vibração e β representa o efeito de amortecimento ($\beta = 2\xi$, onde ξ é a fator de amortecimento).

A relação vetorial acima pode ser projetada na direção normal em relação à superfície de contorno e os dados de deslocamento podem ser convertidos em de dados de velocidade:

$$\{v_n(\omega)\} = j\omega [\Psi_n]\{q(\omega)\} \quad (59)$$

Onde $v_n(\omega)$ é o vetor coluna contendo todas as componentes de velocidade e $[\Psi_n]$ representa a matriz em que as colunas são formadas por vetores do modo de vibração, ambos projetados na direção normal em relação à superfície de contorno; $j\omega$ é o fator de multiplicação no domínio da frequência para a conversão dos dados vetoriais modais expressos em termos de deslocamentos estruturais em velocidades estruturais.

Combinando a Eq. (56) com a Eq. (59), a pressão sonora é calculada pela expressão:

$$p(\omega) = \{ATV(\omega)\}^T j\omega [\Psi_n]\{q(\omega)\} \quad (60)$$

Que pode ser reescrita como:

$$p(\omega) = \{MATV(\omega)\}^T \cdot \{q(\omega)\} \quad (61)$$

Onde $\{MATV\}^T$ (*Modal Acoustic Transfer Vector* - Vetor Modal de Transferência Acústica) é definido como:

$$\{MATV\}^T = \{ATV(\omega)\}^T j\omega [\Psi_n] \quad (62)$$

O MATV pode ser interpretado como um conjunto de funções de transferência acústica, em coordenadas modais, relativo à contribuição dos modos estruturais individuais para a pressão sonora em um local (microfone) no espaço, conforme ilustra a Figura 9.

Ao contrário dos ATVs, os MATVs não podem ser determinados exclusivamente a partir dos parâmetros acústicos, pois requerem o conhecimento do comportamento dinâmico da estrutura vibratória. Sendo assim, o MATV depende dos seguintes parâmetros:

- Geometria da superfície da estrutura;
- Propriedades do fluido (densidade e velocidade do som);
- Posição do microfone;
- Frequência de interesse;
- Tratamento da superfície acústica (i.e condições de contorno como impedância ou admitância)

- Modos de vibração estrutural, ou seja, propriedades estruturais e condições de contorno de deslocamento para a estrutura vibratória (Virtual.Lab, 2012).

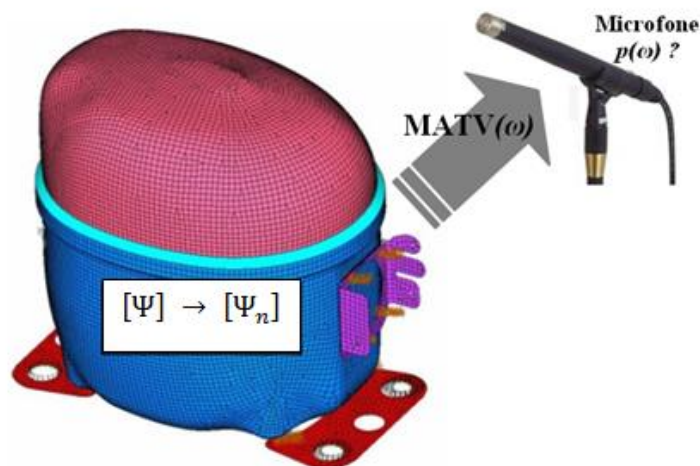


Figura 9 - Conceito do MATV

Portando, devido à dependência aos modos estruturais, sempre que houver modificações nos parâmetros modais o conjunto de MATVs deve ser recalculado.

4.3.4. Análise dos caminhos de transferência - TPA

Esta seção apresenta conceitos introdutórios sobre a técnica de análise dos caminhos de transferência – TPA (do inglês, *Transfer Analysis Path*), uma vez que a técnica não é o foco deste trabalho, mas é utilizada como uma ferramenta auxiliar. Recomenda-se, no intuito de aprofundar o entendimento, leitura complementar sobre os conceitos abordados.

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 à 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 10:

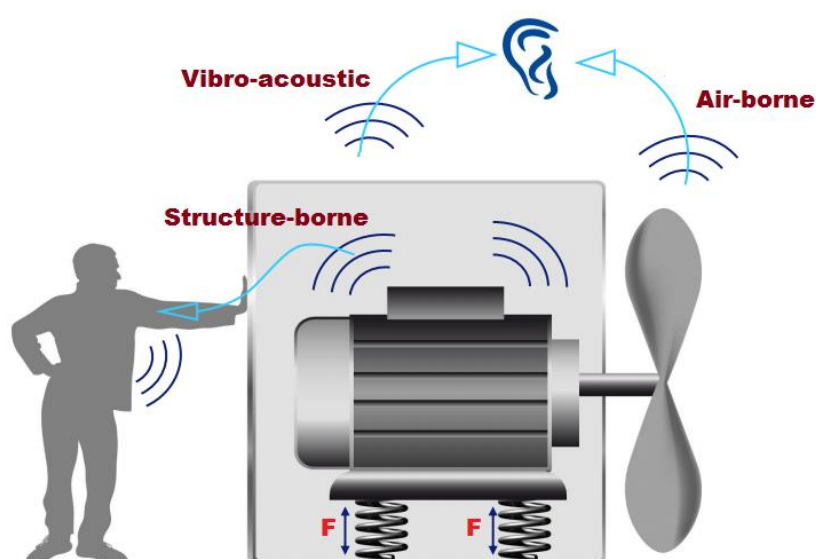


Figura 10 – Tipos de trajetória de energia vibroacústica.

- 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.
- Trajetórias 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.

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.

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; Moura, 2010).

Tabela 1 – Tipos de FRFs

Condições de Operação	$H_{I,J}$	
	Não-operacionais	Operacionais
Trajetoária de Vibração	$\frac{a}{F}$	$\frac{a}{a}$
Trajetoária Acústica	$\frac{p}{Q}$	$\frac{p}{P}$
Trajetoária Vibroacústica	$\frac{p}{F}$	$\frac{p}{a}$

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:

$$r_i(\omega) = \sum_{j=1}^n H_{ij}(\omega) \cdot f_j(\omega) \quad (63)$$

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

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.

Neste trabalho, foi utilizada a técnica de TPA do software LMS Virtual Lab[®], a fim de explorar funcionalidades do software, a partir da estimativa numérica das funções de transferência vibroacústicas. Dessa forma, combinada com a técnica de ATV/MATV, constitui uma ferramenta que contribui para avaliação de problema de propagação vibroacústica em compressores. A descrição da metodologia numérica é apresentada no próximo capítulo.

5. METODOLOGIA NUMÉRICA

Este capítulo apresenta a metodologia numérica proposta neste trabalho. A fim de facilitar o entendimento, a metodologia será dividida em duas etapas: Análise Estrutural e Análise Acústica.

5.1. ANÁLISE ESTRUTURAL

5.1.1. 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 11 e Eq. (64)

$$H_{ij}(\omega) = \frac{\hat{P}_i(\omega)}{F_j(\omega)} \quad i = 1, 2, \dots, 10. \quad \text{e } j = 1, 2, \dots, 5 \quad (64)$$

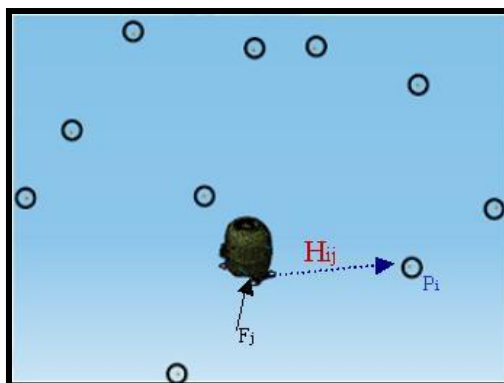


Figura 11 - Obtenção das funções de transferência a partir do modelo numérico do compressor. Fonte: Nuñez et al, 2010

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 $\hat{}$ 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-aneecóica 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 12.

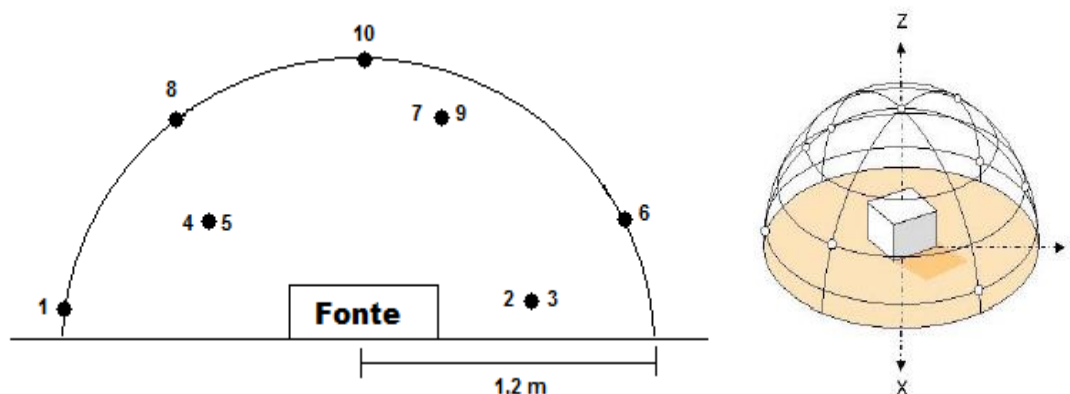


Figura 12 – Configuração dos microfones conforme ISO 3744.

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. (2).

$$\{\hat{F}(\omega)\} = [H(\omega)]^+ \cdot \{\hat{P}(\omega)\} \quad (65)$$

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

A partir dos dados numéricos e experimentais, e utilizando a Eq. (65) obteve-se as forças estimadas via metodologia híbrida para as 04 molas e a serpentina de descarga, conforme mostrado na Figura 13. Os valores foram normalizados em relação ao valor máximo, para preservar o sigilo das informações.

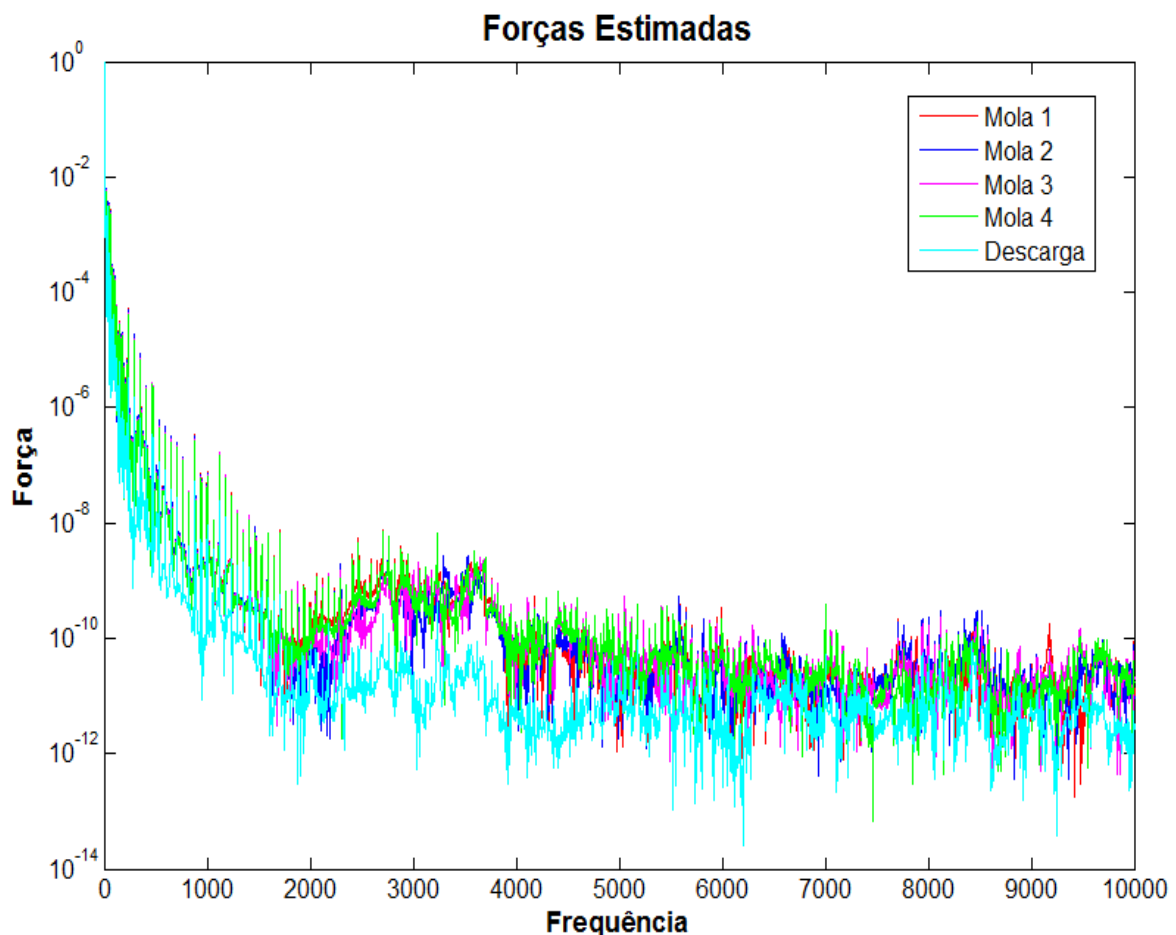


Figura 13 - Forças estimadas a partir do método híbrido

5.1.2. Análise Modal

Nesta etapa, 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 Figura 14, é composto por 24.033 elementos, e um total de 24.393 nós.

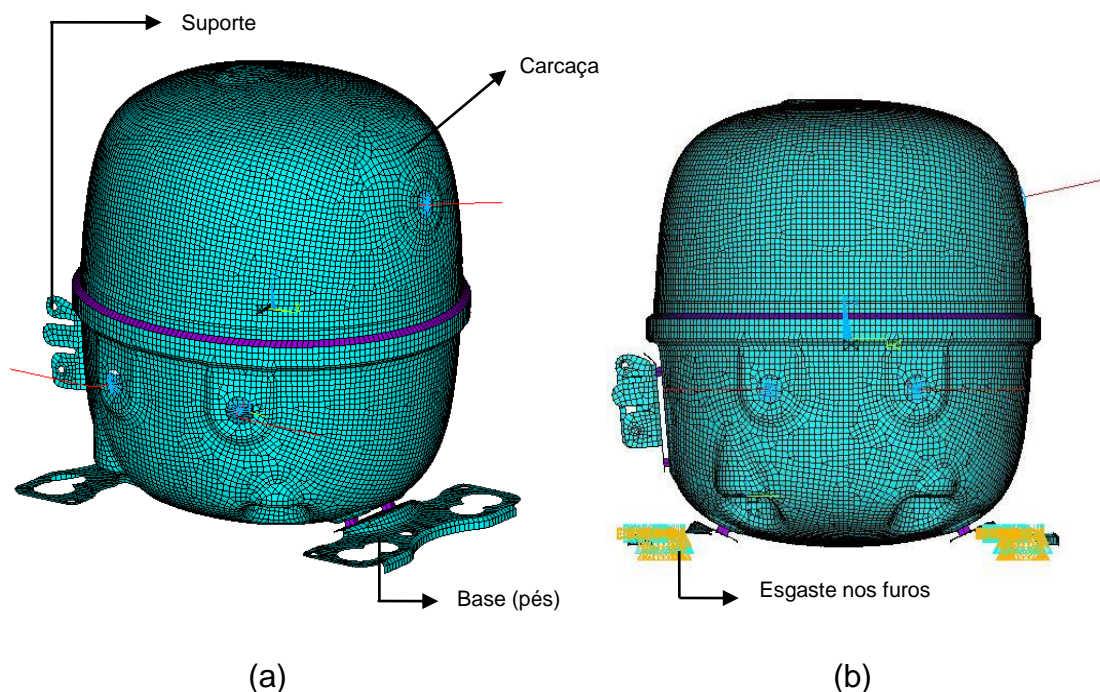


Figura 14- Modelo em elementos finitos da estrutura do compressor (a) isométrica (b) lateral com detalhe do engastamento nos furos (amarelo)

Como pode ser visto na Figura 15, os elementos internos, com exceção da serpentina, tubos e molas, foram modelados como uma massa concentrada.

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.

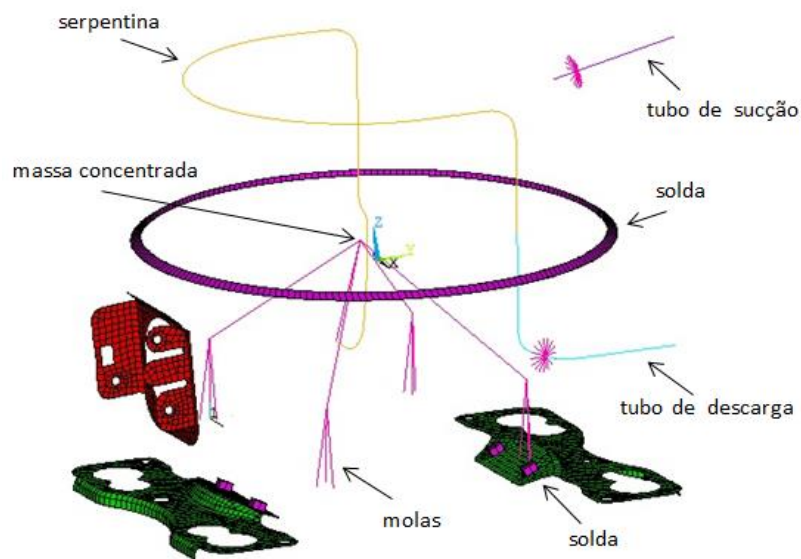


Figura 15 – Componentes internos do compressor

Tabela 2 – Tipos de elementos usados para modelar o compressor

Componentes	Tipo de Elemento
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 14(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.

5.1.3. Fatores de Participação Modal

Os valores das forças estruturais, o modelo em elementos finitos (fornecidos pela empresa) e os modos de vibração são exportados para o software LMS Virtual.Lab[®].

Primeiramente, 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 5.1.1), ou seja, direção Z para as quatro molas e direção X para o tubo de descarga, como destacado na Figura 16.

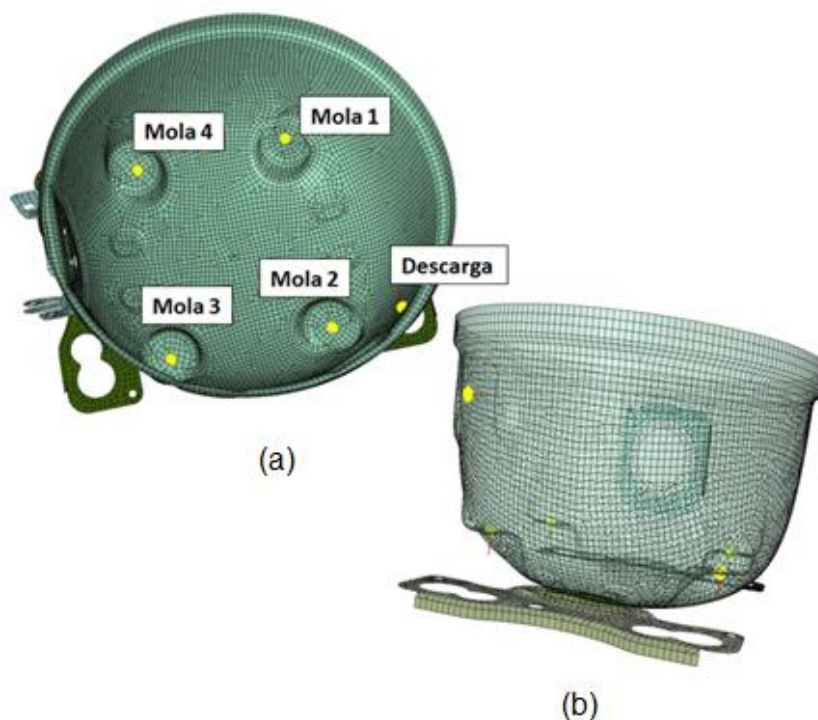


Figura 16 – Pontos de aplicação da força de excitação da carcaça (a) vista superior (b) vista lateral

As forças de excitação 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. Para isto, o software, automaticamente, calcula os fatores de participação modal, de acordo com a

Eq. (58), que posteriormente serão utilizados para o cálculo da pressão sonora, (Eq. (60)), conforme será apresentado na próxima seção.

Um fluxograma ilustrando os procedimentos envolvidos na análise estrutural é apresentado na Figura 17 em que as etapas contornadas pela linha pontilhada destacam os dados fornecidos pela empresa fabricante de compressores.

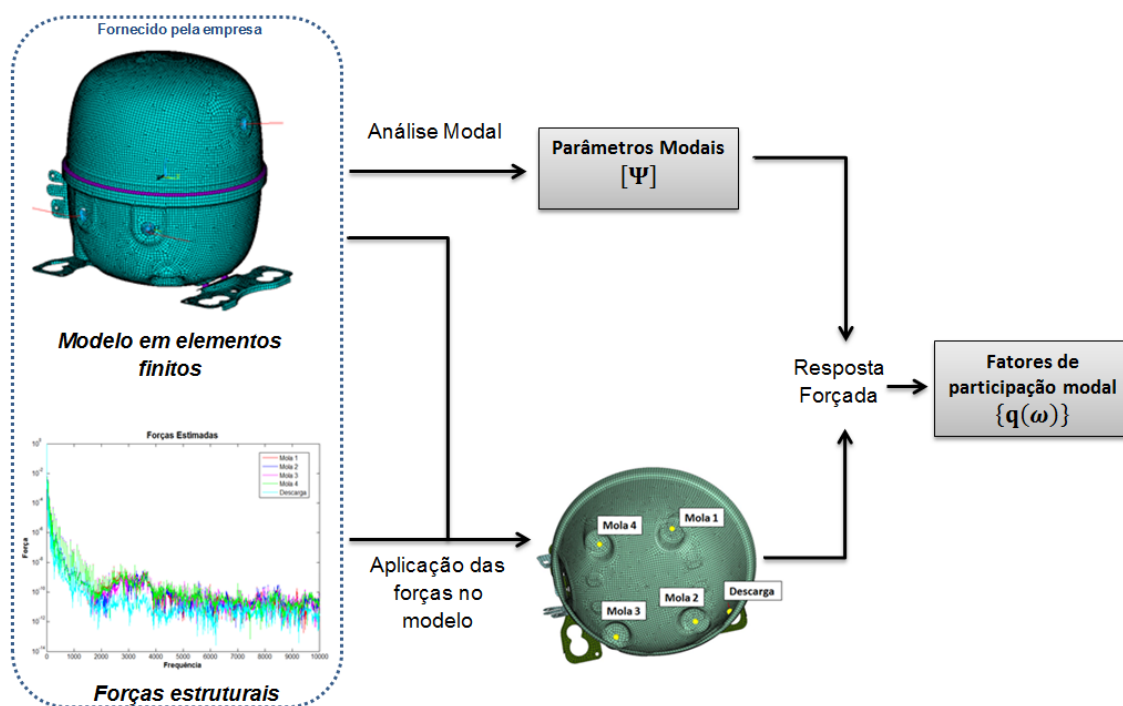


Figura 17 – Fluxograma dos procedimentos envolvidos na Análise Estrutural

5.2. ANÁLISE ACÚSTICA

5.2.1. Cálculo dos ATVs

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 18, é utilizada para a análise acústica. 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 m/s .

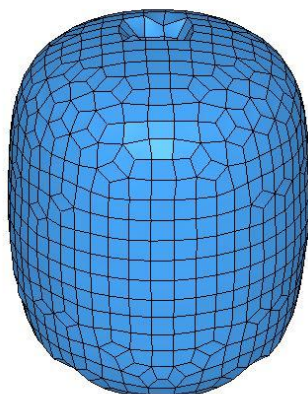
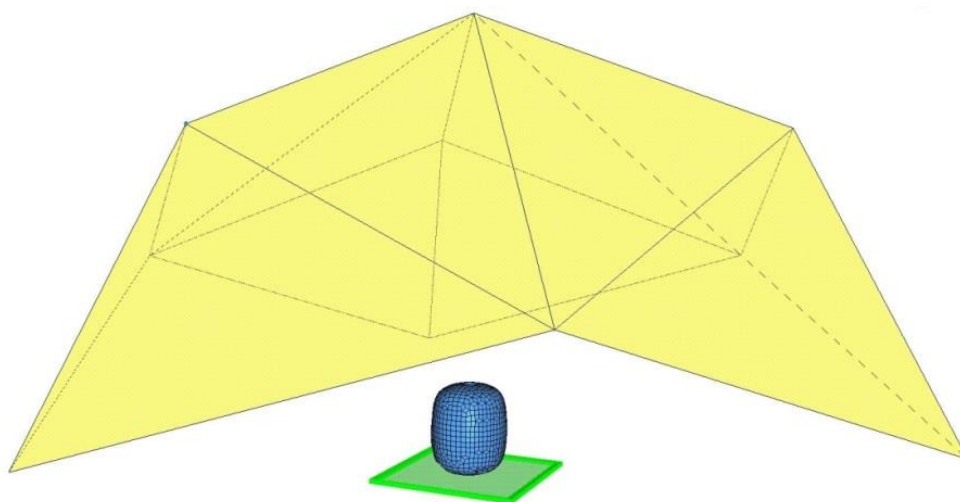


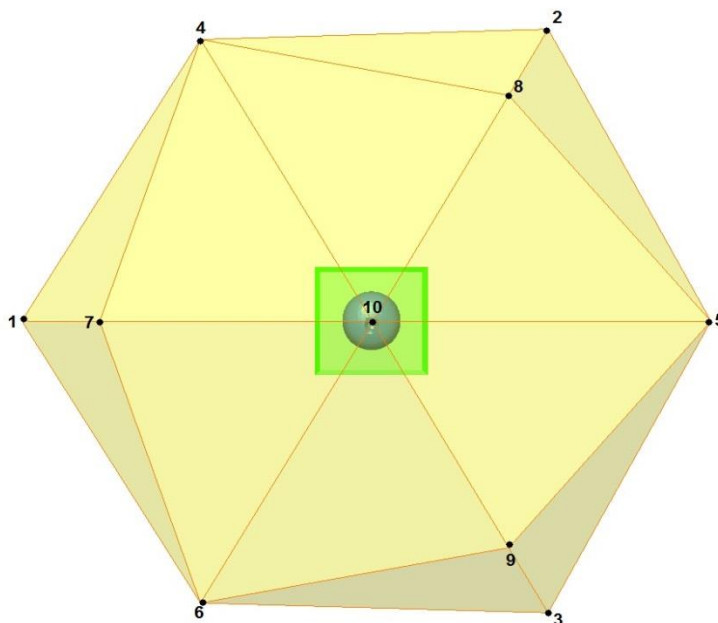
Figura 18 – Malha Acústica do compressor utilizando MEC.

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 Figura 19 (intersecção das arestas que compõem o campo em amarelo), em conformidade com a ISO 3744, e consequentemente de acordo com a configuração utilizada na medição experimental do campo sonoro (item 5.1.1).

Considerou-se ainda um plano de simetria para simular o chão sobre o qual o compressor está apoiado (apoio em verde na Figura 19).



(a)



(b)

Figura 19 – 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.

5.2.2. Estimativa da Pressão Sonora

De acordo com a Eq. (56), a pressão sonora em um microfone pode ser calculada pela multiplicação entre os ATVs e o vetor velocidade normal de superfície. Entretanto, nesse contexto, este último não é um valor conhecido. Por outro lado, têm-se a resposta estrutural do compressor por uma representação modal. Por isso, a utilização de MATVs para o cálculo da pressão sonora se torna viável.

Conforme citado no item 3.3.2, neste trabalho considera-se que o acoplamento entre o domínio estrutural e acústico (acoplamento MEF-MEC) é do tipo fraco, ou seja, apenas a estrutura dinâmica influencia a cavidade acústica. Para transferir os modos estruturais para o domínio acústico, o software Virtual.Lab[®] mapeia (Etapa “Mapeamento” na Figura 20) os nós da

malha acústica que são influenciados pelos nós da malha estrutural. Os modos transferidos, quando projetados na direção normal, são dados de entrada para o computo dos MATVs (Eq. (62)).

Por fim, de posse dos MATVs, a pressão sonora em cada microfone é facilmente calculada pela multiplicação matricial dos MATVs pelos Fatores de Participação Modal, obtidos na análise estrutural, segundo a Eq. (61).

O fluxograma, mostrado na Figura 20 ilustra a metodologia proposta para predição de ruído irradiado por um compressor hermético, utilizando a técnica de ATV/MATV.

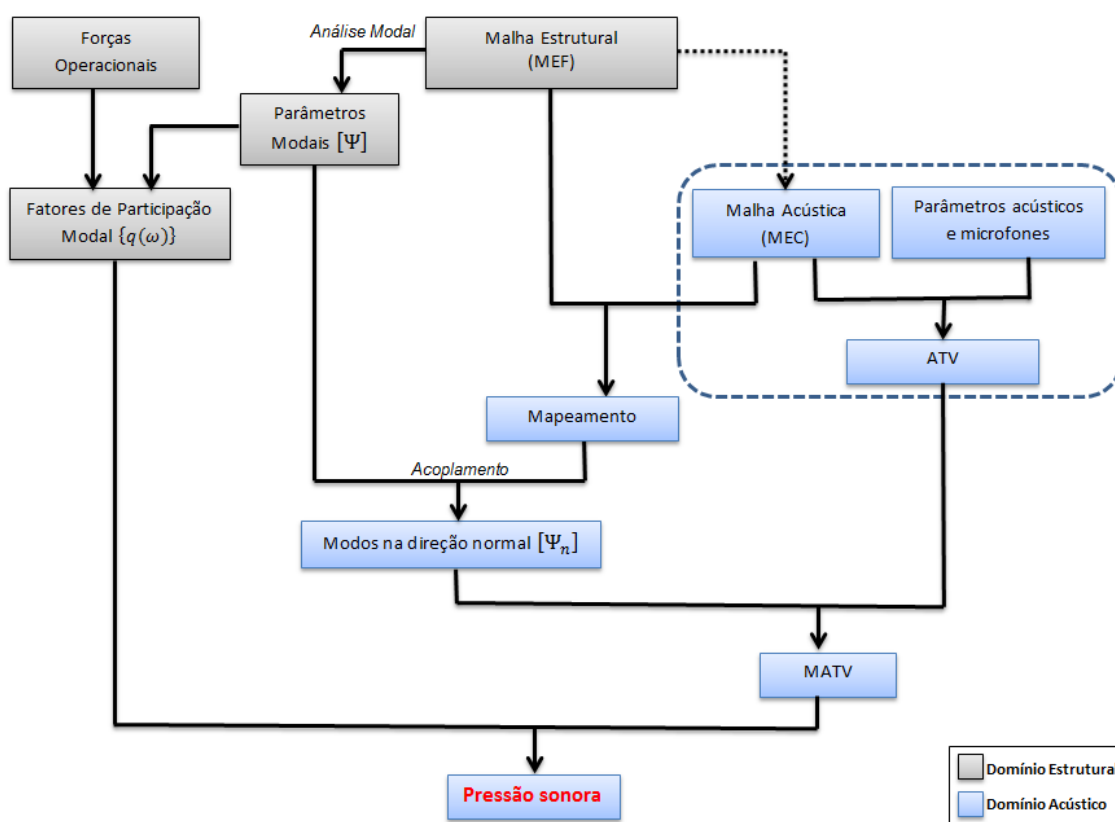


Figura 20 – Fluxograma da metodologia para predição de ruído irradiado utilizando a técnica de ATVs

Observa-se que o fluxograma mostra o processo completo, tal qual como deve ser feito em uma primeira análise, para um modelo inicial de carcaça. A partir de então, para avaliar modificações estruturais deste modelo, as etapas envolvidas no cálculo dos ATVs (destacadas pelas linhas pontilhadas) podem ser omitidas, uma vez que estes não são influenciados

pelos parâmetros estruturais, e por isso só necessitam ser computados uma única vez.

5.2.3. TPA

Após estimar a pressão acústica em um conjunto de pontos do meio externo (microfones virtuais), é possível avaliar as os caminhos de transferência, que revelam como a energia percorre o caminho entre o compressor até estes pontos receptores. Assim, é possível aferir qual dos pontos de excitação contribui mais para pressão sonora em cada microfone.

Para utilizar a técnica de TPA é necessário conhecer as forças operacionais e as FRFs entre o receptor e a entrada e. Neste caso a trajetória é vibroacústica, visto que os caminhos possuem origem na estrutura (Forças de excitação) e a resposta refere-se a um ponto localizado no espaço envolvido por ar (Pressão nos microfones).

O software calcula a FRF a partir dos ATVs (já computados) e dos Fatores de Participação Modal, calculados em uma Resposta Forçada, considerando forças operacionais unitárias. Matematicamente (LMS International, 2010):

$$FRF = \frac{P_k(\omega)}{F_i(\omega)} = \sum_{n=1}^N \frac{ATV_{ik}(\omega) \cdot \Psi_{n_i}(\omega) \cdot \Psi_{n_k}(\omega)}{[(\omega_n^2 - \omega) + j\omega\beta]} \quad (66)$$

De posse das FRFs e uma vez que as forças de excitação já são conhecidas, os caminhos de transferência podem ser calculados, com facilidade (Eq. (63)). O processo é ilustrado pelo fluxograma da Figura 21.

Novamente, os ATVs que já foram calculados em uma etapa anterior, podem ser reutilizados, desde que não tenham ocorrido mudanças na propriedade do fluido ou na geometria de superfície da carcaça do compressor.

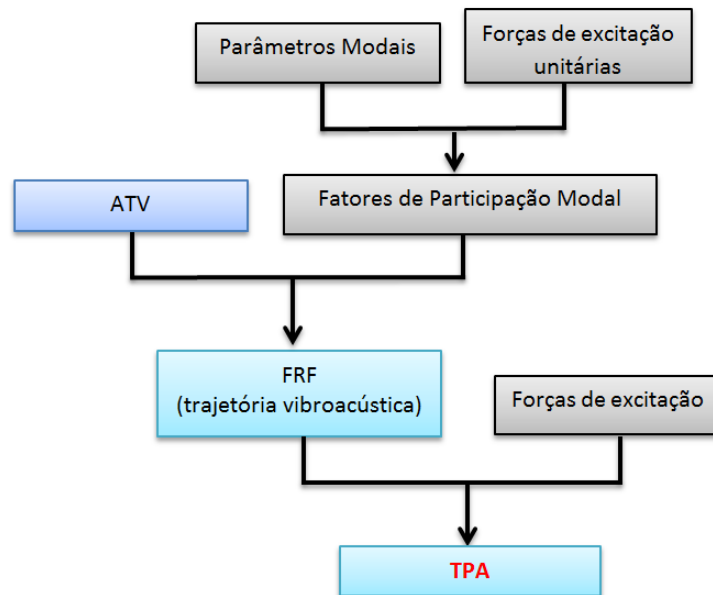


Figura 21 – Fluxograma de TPA

6. RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos a partir da aplicação da metodologia proposta neste trabalho. Para preservar o sigilo dos dados fornecidos pela empresa fabricante de compressores, os eixos da direção X dos gráficos apresentados foram omitidos.

6.1. ANÁLISE MODAL

A análise modal conforme definido anteriormente foi realizada em uma banda de frequência de 0 – 11.300 Hz. Nesta faixa de frequência, foram extraídos 189 modos de vibração, e suas respectivas frequências naturais. A título de exemplo, a Tabela 3 mostra as frequências naturais dos primeiros 40 modos de vibração.

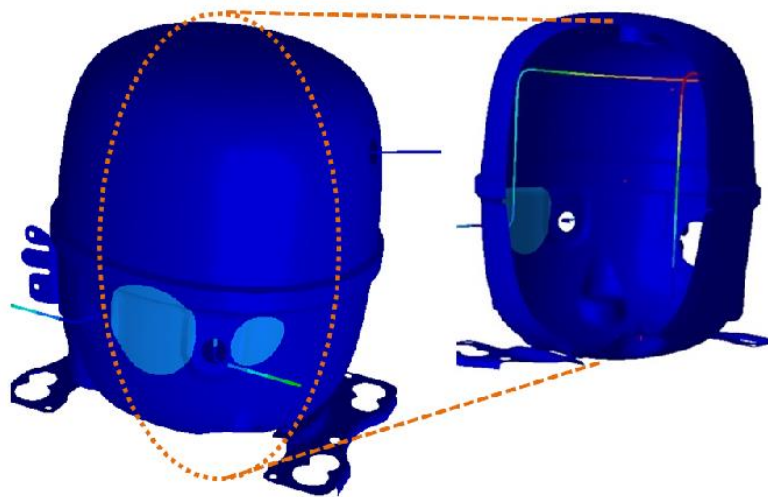
Tabela 3 – Resultado da Análise Modal para 40 modos de vibração

Modo	Freq. Natural (Hz)	Modo	Freq. Natural (Hz)	Modo	Freq. Natural (Hz)	Modo	Freq. Natural (Hz)
01	0,2	11	19,2	21	47,2	31	114,6
02	0,2	12	19,2	22	56,6	32	116,2
03	0,2	13	19,9	23	58,7	33	123,7
04	0,3	14	22,8	24	65,0	34	134,3
05	0,3	15	22,9	25	69,7	35	144,3
06	0,3	16	23,7	26	71,4	36	144,7
07	1,9	17	26,6	27	73,5	37	148,7
08	4,9	18	32,6	28	89,5	38	153,8
09	6,9	19	34,2	29	107,3	39	167,2
10	18,9	20	41,0	30	108,1	40	180,4

Analisando os resultados obtidos com a análise modal, foi possível observar que as maiores deformações ocorrem principalmente na serpentina (componente interno, conforme Figura 15), no suporte, na base (pés) e na carcaça do compressor (componente externos, conforme Figura 16), como ilustrado na Figura 22. O nível de deformação é indicado pela intensidade das cores, em que a cor vermelha indica deformação máxima e a cor azul deformação mínima.

Na Figura 22(a) é apresentado o modo de vibração em 107,3 Hz. Foi realizado um corte para melhor visualização da deformação da serpentina. A Figura 22(b) ilustra o modo de vibração em 4.867,1 Hz, em que é possível

observar que a maior deformação ocorre no suporte. Já a Figura 22(c) mostra o modo de vibração em 6.570,5 Hz, evidenciado a deformação nos pés do compressor. A Figura 22(d) apresenta os modos de vibração em 6.713,9 Hz e 9929,1 Hz, que ilustram deformações máximas na carcaça.



(a)



(b)



(c)

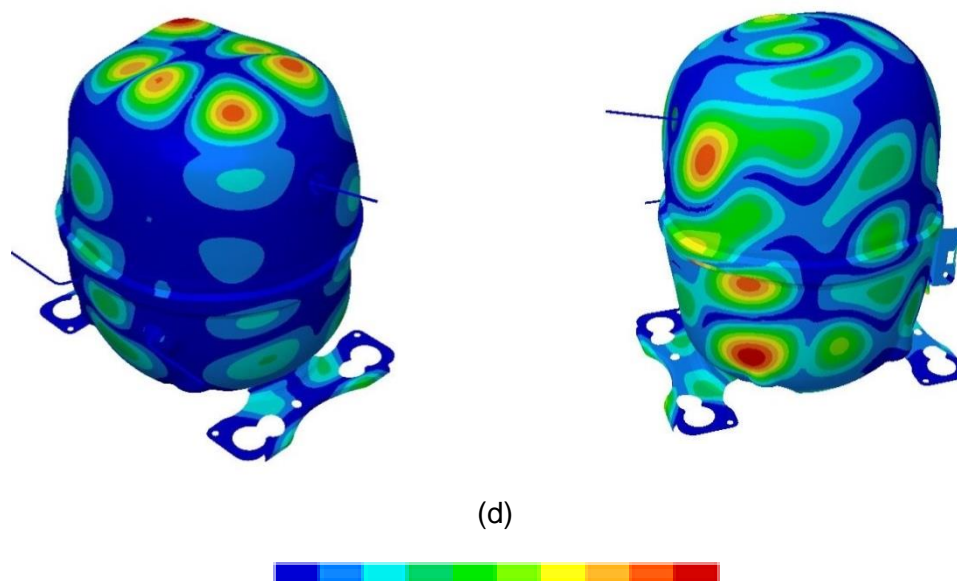


Figura 22- Principais deformações dos modos de vibração: (a) serpentina (b) suporte (c) base (d) carcaça

6.2. ANÁLISE ACÚSTICA

6.2.1. ATVs

Os ATVs foram calculados em uma faixa de frequência de 1 – 10.000 Hz, em intervalos de 100 Hz. Novamente, esta faixa de frequência foi estipulada pela faixa de frequência em que as forças operacionais foram obtidas. Por ser uma grandeza vetorial, os resultados são expressos em imagens 3D, que permitem avaliar o comportamento de regiões da cavidade acústica em diferentes frequências, com relação a determinado microfone virtual (ponto de resposta).

Como exemplo, a Figura 23 apresenta os ATVs em 501 Hz, com relação ao (a) microfone 01 e ao (b) microfone 06. Em ambas as figuras o compressor está na mesma posição, ou seja, é a mesma vista lateral. Por meio da imagem é possível aferir a região com maior probabilidade de contribuir para a pressão sonora estimada em um microfone. E ainda, observa-se que uma mesma região irá contribuir de forma diferenciada para as pressões sonoras estimadas em microfones com posições distintas.

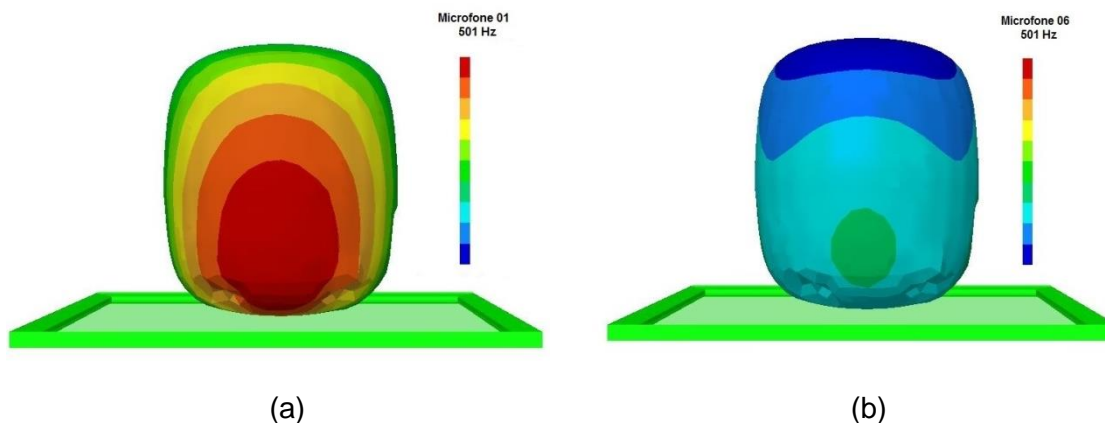


Figura 23 – ATVs em 501 Hz em relação ao (a) microfone 01 e (b) microfone 06

6.2.2. Acoplamento MEF-MEC

Após mapear os nós da malha acústica que são influenciados pela velocidade de superfície dos nós da malha estrutural, um conjunto de modos de vibração é transferido para a cavidade acústica. O resultado deste acoplamento, para o modo 158, correspondente a frequência natural 8.654 Hz, é apresentado na Figura 24. Observa-se um bom acoplamento entre os domínios, uma vez que a malha estrutural é mais discretizada que a malha acústica.

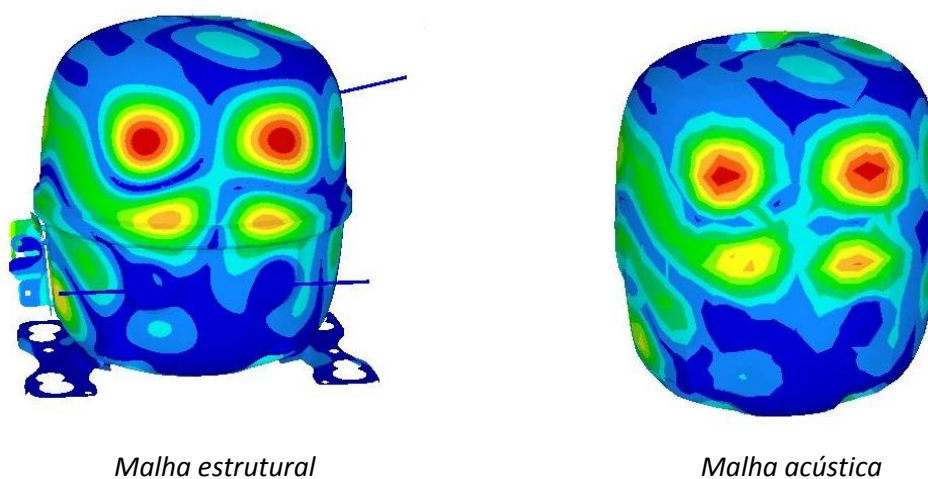


Figura 24 – Exemplo de acoplamento entre domínio estrutural e acústico

6.2.3. Pressão Sonora Numérica

A Figura 25 apresenta o nível de pressão sonora média para os 10 microfones (conforme mostrado na Figura 12), obtida por meio da metodologia numérica apresentada neste trabalho (*pressão de referência = $2e-5 N/m^2$*).

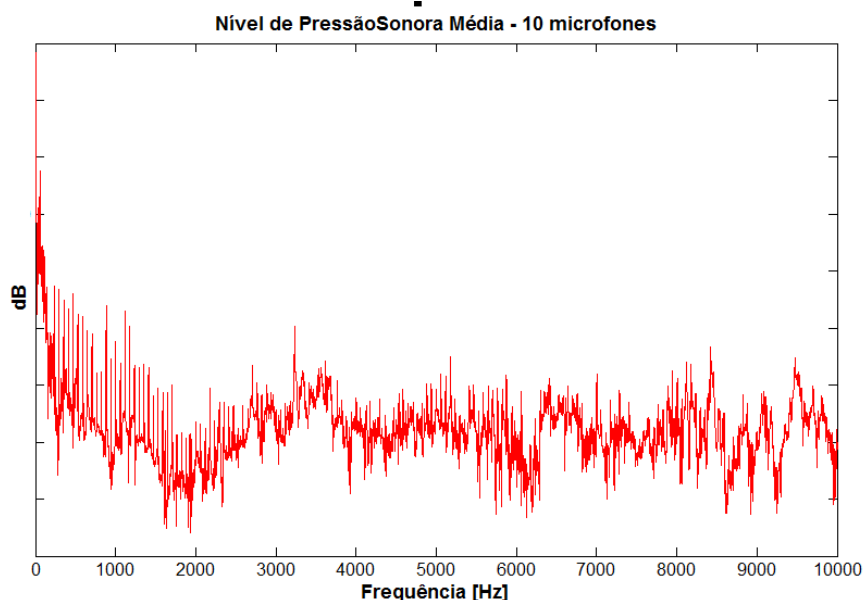
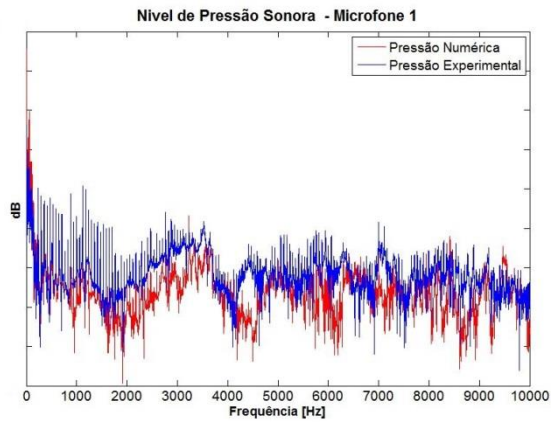
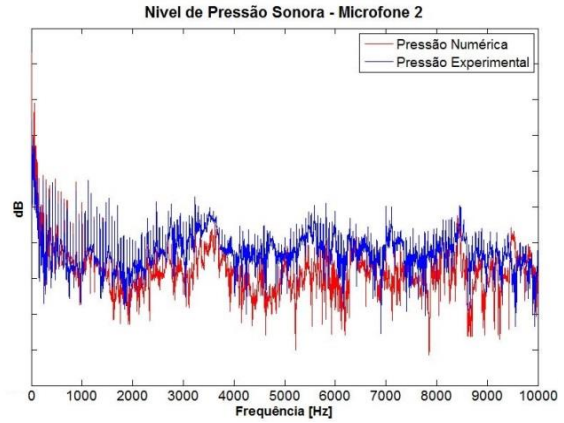


Figura 25 – Nível de pressão sonora numérica média para os 10 microfones (numérica)

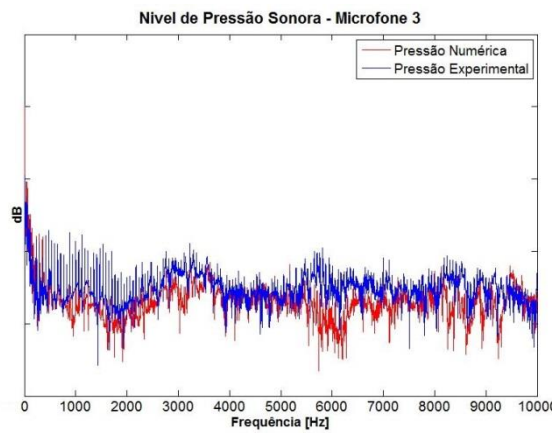
Com intuito de validar os resultados, as pressões numéricas estimadas para cada microfone foram comparadas com as pressões obtidas experimentalmente, de acordo com o item 5.1.1. Os resultados são mostrados na Figura 26, para os microfones de 01 ao 09. A figura referente ao microfone 10 foi omitida, visto que nos resultados experimentais este microfone foi utilizado como referência para obtenção das pressões sonoras dos demais microfones na forma real e imaginária (correlação cruzada entre cada microfone e o microfone 10).



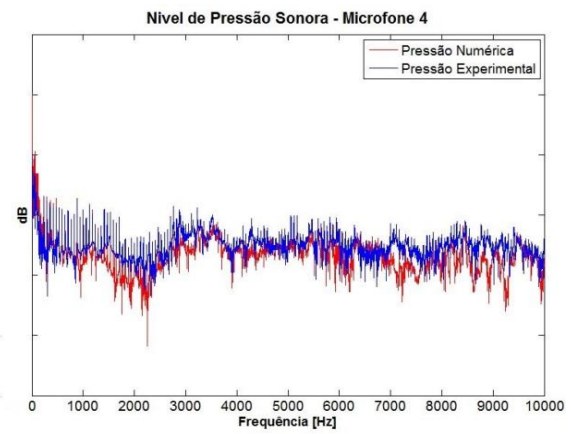
(a)



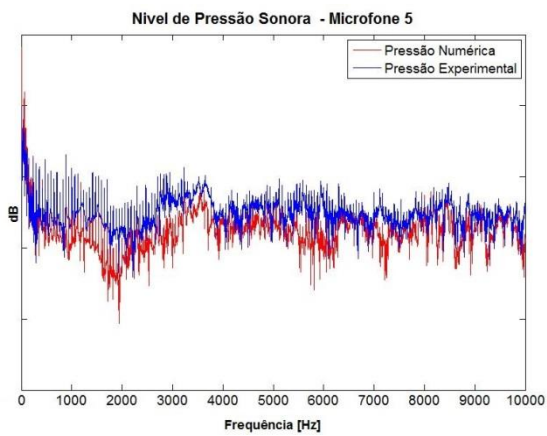
(b)



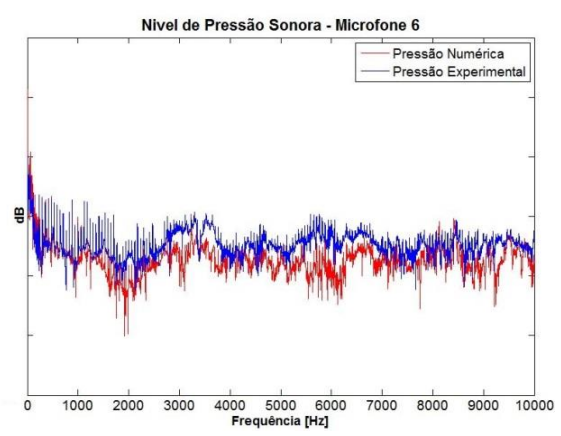
(c)



(d)



(e)



(f)

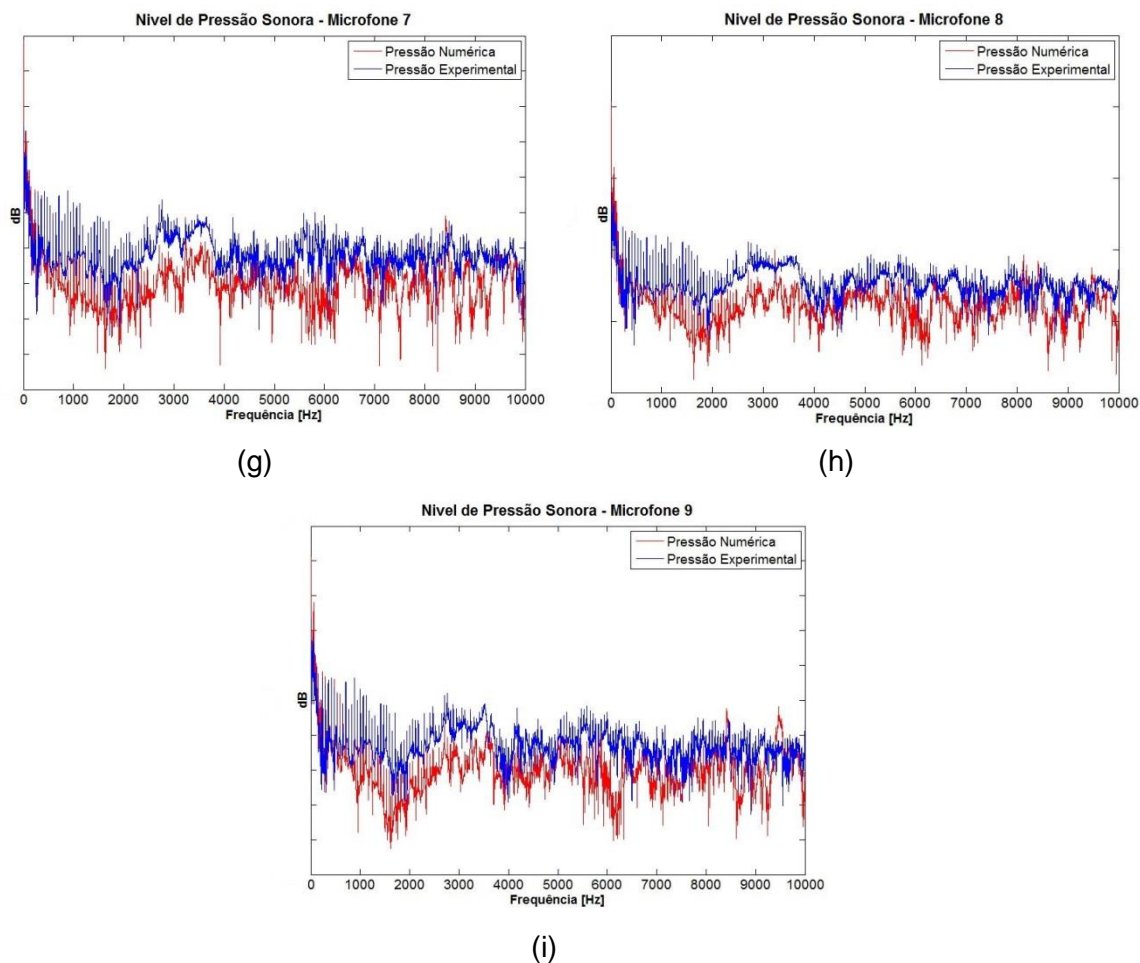


Figura 26 – Comparação entre pressão numérica e experimental para os microfones: (a) 01 (b) 02 (c) 03 (d) 04 (e) 05 (f) 06 (g) 07 (h) 08 e (i) 09

É possível notar uma boa concordância entre as curvas numéricas e experimentais. A diferença das amplitudes entre os resultados é um aspecto esperado, uma vez que no modelo numérico considera-se apenas o ruído estrutural. E ainda outros fatores podem introduzir erros no modelo, como por exemplo, oriundos da metodologia híbrida aplicada para determinação das forças operacionais.

Entretanto, para o escopo deste trabalho o mais importante é que a tendência das curvas experimentais e numéricas sejam as mesmas, já que as futuras comparações serão apenas entre resultados numéricos. Por isso, considera-se que o resultado foi satisfatório. Técnicas de ajuste de curvas numéricas e experimentais podem ser aplicadas a fim de se obter resultados mais precisos [Campos, 2002; Araújo, 2007].

Como mencionado, uma das vantagens da utilização de ATVs é que não é necessário computá-los para todos os valores de uma faixa de frequência, pois podem ser posteriormente calculados por interpolação linear.

Para aferir esta propriedade, além dos os ATVs com intervalo de 100 Hz (já computados), foram calculados ATVs com incrementos de 10 Hz e 500 Hz para a mesma faixa de frequência (1 – 10.000 Hz). Em seguida o nível de pressão sonora média foi calculado utilizando cada um deles. A Figura 27 mostra a comparação entre os resultados obtidos e o nível de pressão sonora experimental.

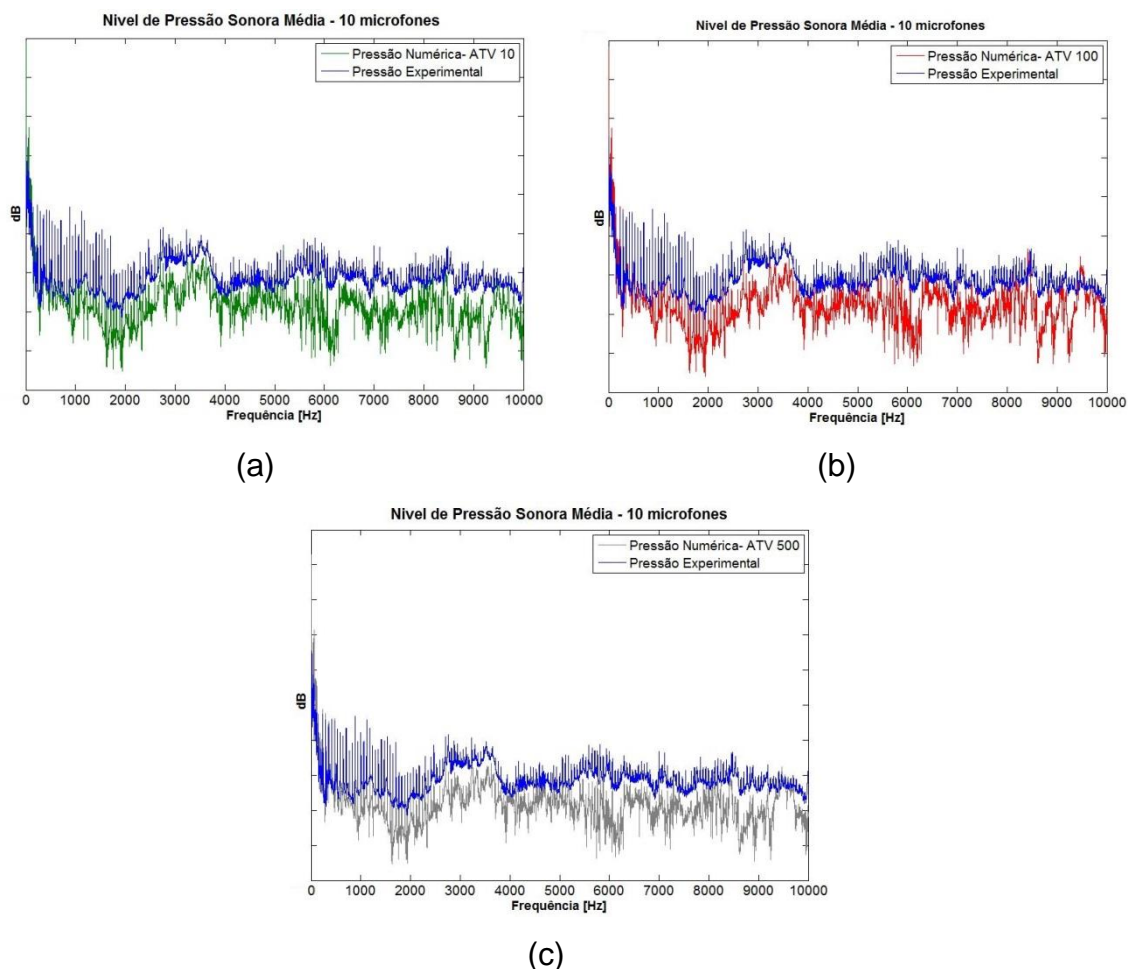


Figura 27 – Comparação entre pressão sonora experimental e numérica, calculada a partir dos ATVs com incrementos de (a) 10 Hz, (b) 100 Hz e (c) 500 Hz.

Quando comparado os resultados obtidos nos 03 casos, nota-se pouca discrepância, como reafirmado pela Figura 28, que compara apenas as pressões sonoras numéricas obtidas em cada caso. Por outro lado, a diferença

entre o tempo computacional gasto para o cálculo de cada um deles é significativa, como mostra a Tabela 4.

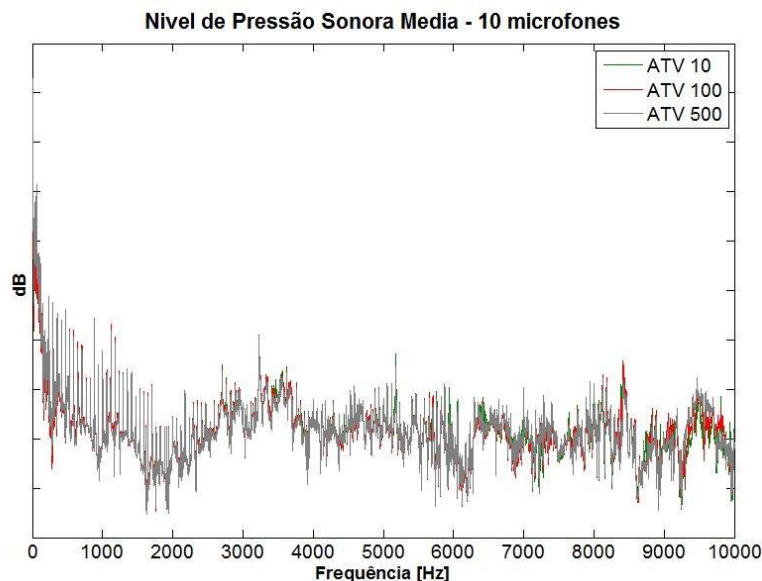


Figura 28 – Comparação das pressões numéricas obtidas a partir de ATVs calculados com diferentes incrementos de frequência

Tabela 4 – Tempo para cálculo dos ATVs

Incremento (Hz)	Tempo de cálculo (m:s)
10	21m:50s
100	02m:12s
500	0m:28s

6.3. SIMULAÇÃO NUMÉRICA PARA NOVA ESPESSURA DA CARÇAÇA

O objetivo da metodologia numérica é avaliar o ruído irradiado por compressores, visando redução do mesmo, por meio de modificações estruturais da carcaça. Sendo assim, a fim de testar a potencialidade do método, a simulação numérica foi realizada para um novo caso, considerando o mesmo modelo de compressor apresentado (referência), mas com espessura (e) da carcaça menor.

Para nova simulação, no modelo em elementos finitos, foi considerada uma variação de 04 mm ($e_{referência} = 3,2 \text{ mm}$; $e_{menor} = 2,8 \text{ mm}$) no elemento *Shell63*, que modela a carcaça. A metodologia é aplicada (conforme fluxogramas da Figura 17 e Figura 20), 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 (vantagem da técnica).

Baseado em medições experimentais, espera-se que o ruído irradiado pelo compressor de carcaça mais fina seja maior que o irradiado pelo compressor de referência. Ressalte-se que aqui não serão comparados dados numéricos com experimentais, pois o objetivo neste tópico é validar a metodologia, comparando os dois casos numéricos, em que a tendência da curva já é conhecida e validada, de acordo com os resultados experimentais.

A Figura 29 apresenta o gráfico comparativo entre os níveis de pressão sonora média (10 microfones) obtidos a partir da metodologia numérica aplicada para o compressor de referência (linha vermelha) e o compressor com espessura menor (linha azul).

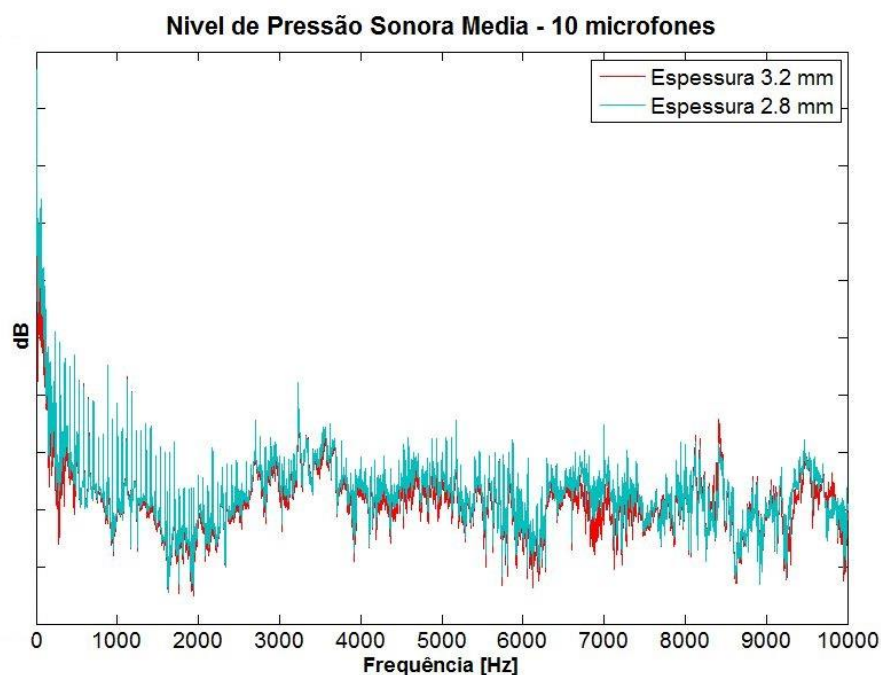


Figura 29- Comparação do nível de pressão sonora média (numérico) para diferentes espessuras da carcaça

O nível de pressão sonora global foi de 93,47 dB para o compressor de referência e 113,9 dB para o compressor de espessura menor.

De acordo com a expectativa, os resultados numéricos mostram que o nível de pressão sonora irradiado pelo compressor com espessura mais fina

($e_{menor} = 2,8$ mm) é maior, em especial nas baixas e médias frequências. Esta análise contribui significativamente para validação da metodologia.

Para facilitar a visualização dos resultados, a Figura 30 mostra a comparação do nível de pressão sonora entre os dois casos simulados em bandas de 1/3 de oitava.

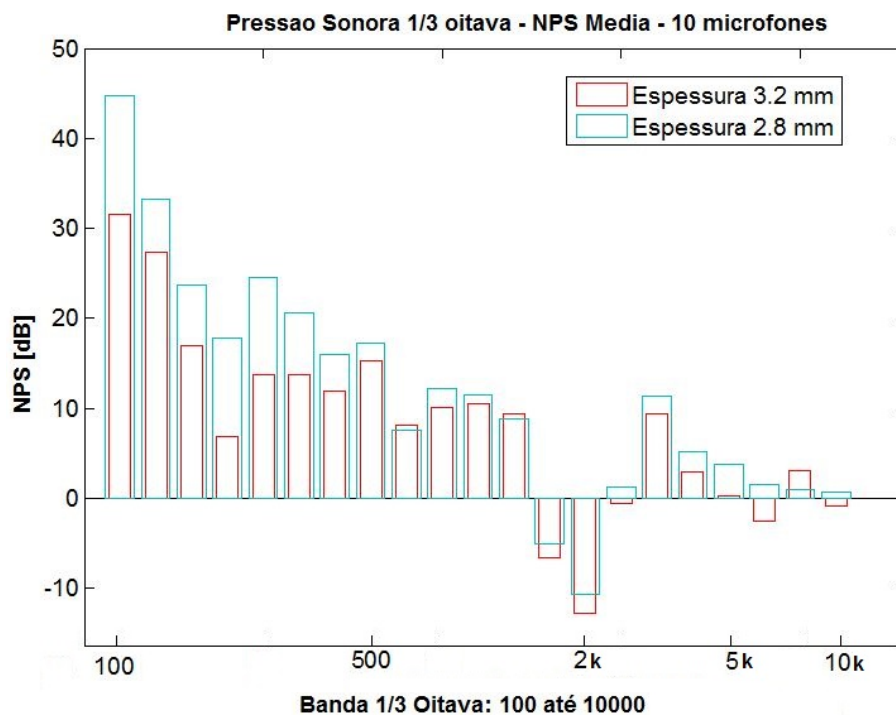


Figura 30 – Comparação do nível de pressão sonora em 1/3 de oitava

Na comparação, nota-se que em algumas bandas, o nível de pressão sonora irradiado pelo compressor de referência é maior, como é o caso da banda de 630 Hz. Investigando o modelo modal de ambos os compressores analisados, verificou-se que há apenas uma frequência natural compreendida na banda de 630 Hz, e corresponde à freq. natural de 610 Hz. O modo de vibrar nesta frequência natural corresponde à deformações no elemento serpentina (internamente à carcaça), conforme observado na Figura 31.

Observa-se então que o ruído irradiado nesta banda de frequência do ponto de vista de participação modal, não recebe contribuição significativa proveniente do comportamento vibroacústico da carcaça quando comparado com a contribuição modal da serpentina. Pode-se então afirmar que o ruído irradiado nesta banda de frequência não é proveniente exclusivamente da vibração da carcaça, por isso o comportamento não esperado nesta banda de

frequência. Ressalta-se que esta é uma conclusão obtida a partir somente da análise modal. Demais investigações e análises, como por exemplo, do caminho de transferência entre a serpentina e um microfone específico, precisam ser conduzidas para melhor entendimento da natureza do ruído irradiado e proposição de alterações de projeto para minimização deste.

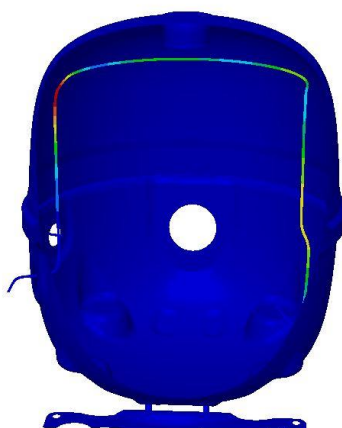


Figura 31 – Vista em corte do modo de vibração na frequência natural de 610 Hz – detalhe para a serpentina.

6.4. ANÁLISE TPA COMO FERRAMENTA COMPLEMENTAR

Esta seção apresenta resultados obtidos com o software LMS durante a metodologia numérica, que podem complementar e auxiliar na proposição de modificações de projeto na carcaça do compressor, visando redução do ruído irradiado. Esta ferramenta complementar é denominada TPA.

A Figura 32 apresenta, por meio de um gráfico de cores, os valores de pressão sonora (dB) estimados em cada microfone, para o compressor de referência ($e_{referência} = 3,2\text{ mm}$). A Figura 33 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.

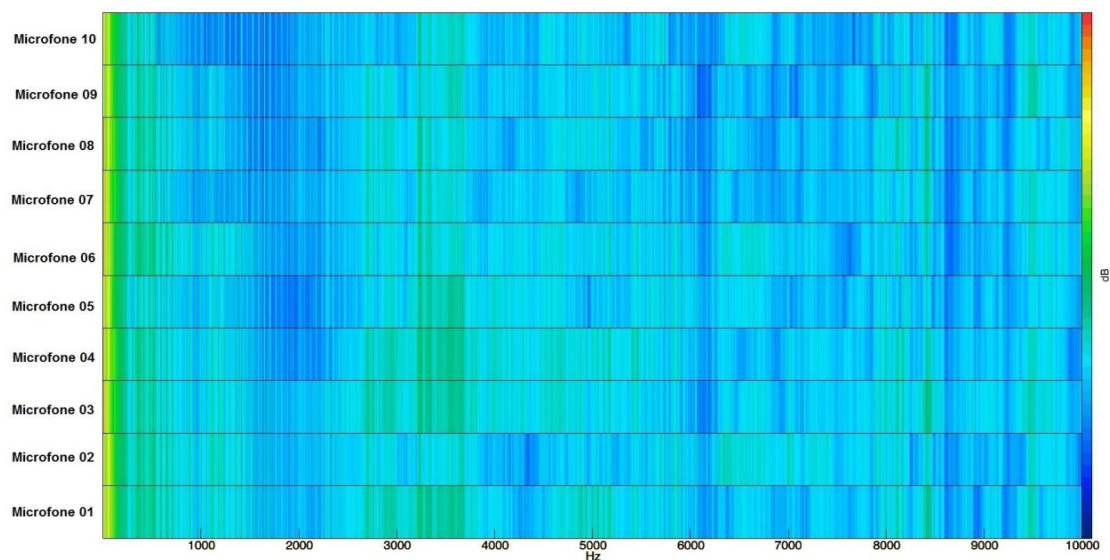


Figura 32 – Nível de pressão sonora estimado para cada microfone em dB

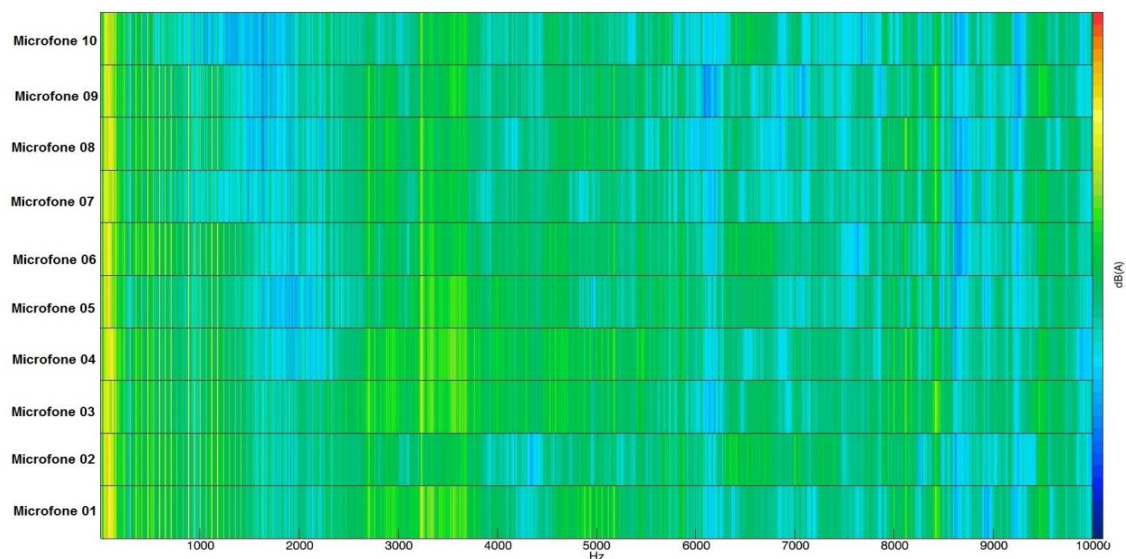


Figura 33 - Nível de pressão sonora estimado para cada microfone em dB(A)

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 aplicada a técnica numérica de TPA (de acordo com o fluxograma ilustrado pela Figura 21), a partir da qual é possível avaliar a contribuição individual de cada caminho de transferência da energia vibroacústica (quatro molas e o tubo de descarga) em relação ao microfone 03. Para melhor visualização dos resultados, a faixa de frequência de 2500 a 4500 Hz foi selecionada e mostrada na Figura 34.

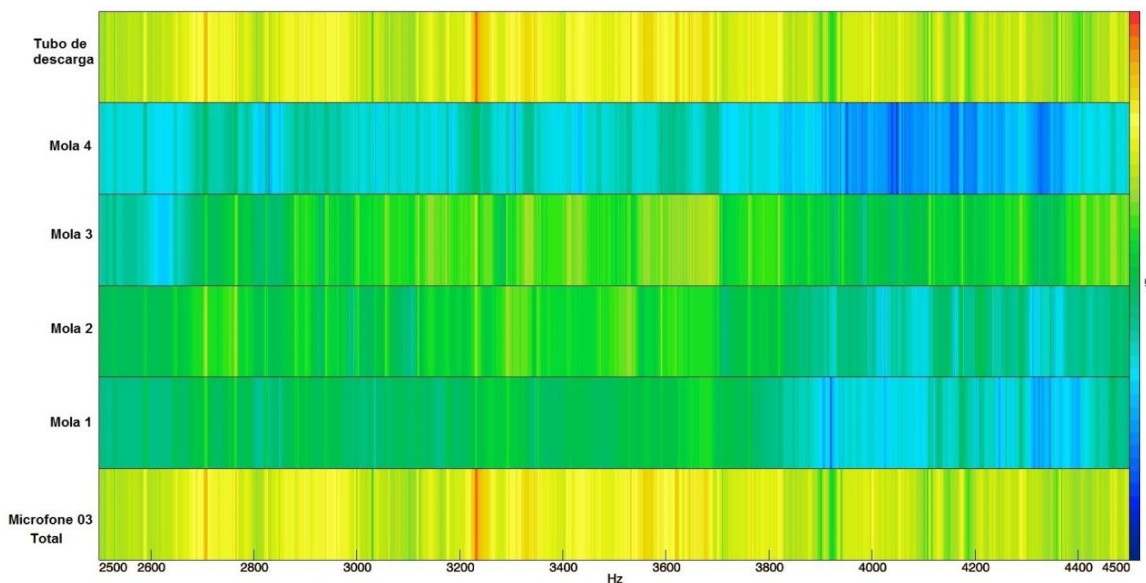


Figura 34 – Resultado da contribuição dos caminhos de transferência para o nível de pressão sonora no microfone 03

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 (Figura 13) 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 35 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.

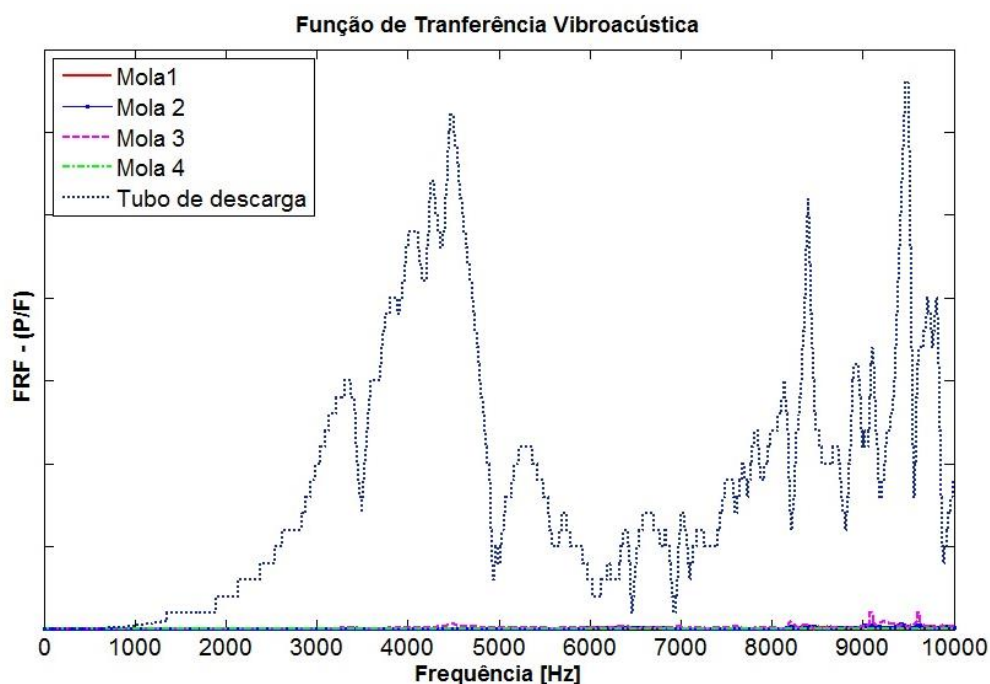


Figura 35 – FRFs vibroacústica entre os 05 pontos de excitação e microfone 03

A Figura 36 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 Figura 34.

A Figura 37 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.

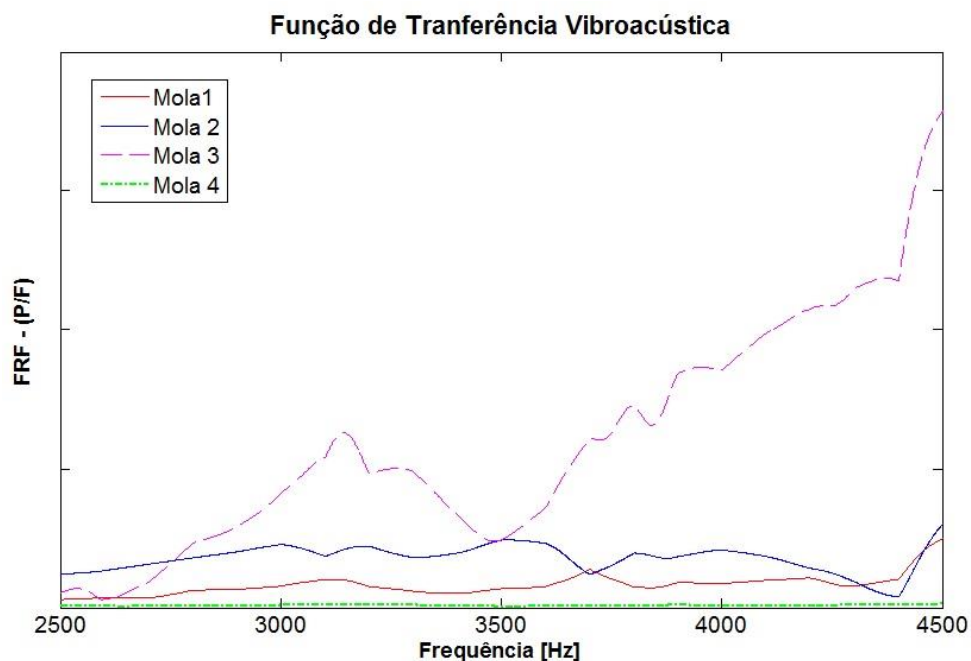


Figura 36 - FRFs vibroacústica entre as molas e o microfone 03

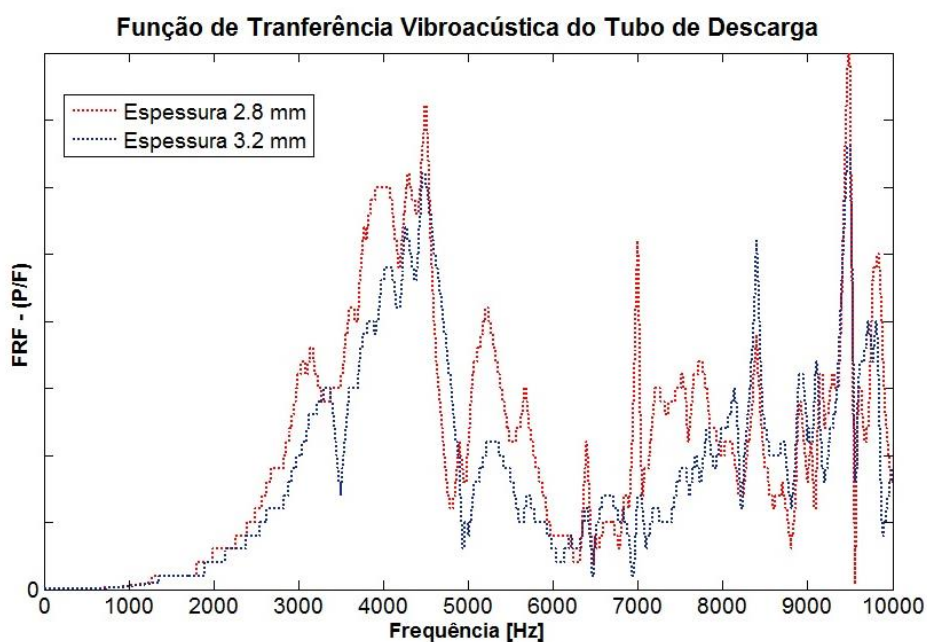


Figura 37 – Comparação entre FRFs do tubo de descarga

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. Constituindo, 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.

7. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou uma metodologia numérica utilizando a técnica de ATVs para prever o ruído irradiado pela estrutura externa de compressores herméticos (carcaça) ainda na fase de projeto, 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 estudo do problema vibroacústico, foi adotado o acoplamento MEF-MEC do tipo fraco. A metodologia foi aplicada para uma faixa de frequência entre 0-10.000 Hz

Os resultados obtidos com a simulação numérica foram comparados com os dados experimentais, obtidos em laboratório do fabricante. Houve boa concordância entre as curvas numéricas e experimentais, uma vez que ambas apresentaram a mesma tendência. Avaliou-se, ainda, a propriedade de interpolação linear dos ATVs. Foi demonstrado que a utilização de ATVs computados com grandes incrementos de frequência poupa bastante tempo computacional e não interfere, de forma significativa, no resultado final.

Para validar a metodologia, a simulação foi realizada para um novo caso, considerando o mesmo modelo de compressor, porém com espessura da carcaça menor. Os resultados mostram que a espessura influencia o nível de ruído irradiado, de forma que a menor pressão sonora global é do compressor com espessura maior. A análise ainda revela que este comportamento não ocorre em algumas bandas de frequência. Demais investigações podem ser conduzidas a fim de analisar a natureza do ruído irradiado.

Nesse sentido, a técnica de TPA se revelou como uma ferramenta complementar útil para avaliação e comparação das trajetórias vibroacústicas, direcionando modificações da estrutura, visando redução do ruído irradiado.

Portanto, a partir deste trabalho foi possível concluir que a técnica de ATVs pode ser aplicada de forma eficiente para predição numérica do ruído irradiado pela estrutura de compressores herméticos. Como vantagem da

técnica, destaca-se o fato de que uma vez calculados, os ATVs podem ser reaproveitados, desde que a nova análise não inclua modificações na superfície da geometria do compressor ou nas propriedades do fluido. Sendo assim, podem ser avaliadas, por exemplo, mudanças de material, espessura, rigidez da estrutura.

De posse dessas informações, cabe ao fabricante de compressores, propor alterações no projeto da carcaça, que lhe for mais conveniente do ponto de vista 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.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ahmida, K. M., 1998, “Estudo de cavidades acústicas usando o método de elementos finitos via Garlekin/Mínimos quadrados”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Araújo, A. A., 2007, “Ajuste de modelos numéricos de elementos finitos usando métodos de otimização”, Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Biscaldi, E., Faraon, A., Sarti, S., 1998, “Numerical prediction of the radiated noise of hermetic compressores under the simultaneous presence of different noise sources”, Proceedings of the 1998 International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 337-342.
- Beards, C. F., 1996, “Structural Vibration: Analysis and Damping”, Arnold.
- Borgnakke, C., Sonntag, R. E., 2003, “Fundamentos da Termodinâmica”, Trad. de Marcello Nitz et al., São Paulo, SP, Edgard Blücher Ltda., 6ª Ed.
- Campos, N. B. F., 2002, “Ajuste de Modelos Numéricos usando Funções de Resposta em Frequência”, Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Carmo, M. G. V., 2001, “Fluxo de energia vibratória do conjunto moto-compressor para a carcaça de um compressor hermético através das molas de suspensão”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Çengel, Y.A., Boles, M.A., 2006, “Termodinâmica”, São Paulo. McGraw-Hill, 5ª ed.
- Chen, C.T. , 1999, “Linear System Theory and Design” 3ª ed., Holt, Rinehalt and Wilson
- Citarella R., Federico L., Cicatiello A., 2007, “Modal Acoustic Transfer Vector Approach in a FEM-BEM Vibro-Acoustic Analysis”, Engineering Analysis with Boundary Elements, pp. 248-258.
- Davidsson, P., 2004, “Structure-Acoustic Analysis; Finit Element Modelling and Reduction Methods”, Doctoral Thesis, Lund University.
- Demay, M. B., 2008, “Desenvolvimento de sistema para medição de frequência rotacional em compressores herméticos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Dermikan, O., 2010, “The effects of structural modifications on acoustic characteristics of enclosed bodies”, Master Thesis, Middle East Technical University.
- Embraco, 1987, “Compressores herméticos”, Material de treinamento, Joinville
- Ewins, D. J., 1984, Modal Testing: Theory and Practice, John Wiley & Sons
- 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.
- Giesel, T., 2007, “Estudo e projeto de motores de alta velocidade para aplicação em compressores herméticos”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Guimarães, G. P., 2008, “Desenvolvimento de análise por trajetórias vibroacústicas para aplicação automotiva”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte.
- Guerreiro, L., 1998, “Revisões de análise modal e análise sísmica por espectros de resposta”, Apontamentos da Disciplina de Dinâmica e Engenharia Sísmica, Instituto Superior Técnico.

- Henklein, P., 2006, "Análise de ensaios de desempenho de compressores herméticos durante o transitório", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Ingalls, D. J., 1972, "Understanding noise radiation from a hermetic compressor", Proceedings of the 1972 International Compressor Engineering Conference at Pardue, pp. 69-73.
- Janssens, K., et al., 2011, OPAX: A new transfer path analysis method based on parametric load models", System and Signal Processing.
- Jeric A., Govekar E., Gradisek J. and Grabec I., 2006, "Influence of the Housing on the Noise Emitted by a reciprocating Compressor", The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration, Vienna, Austria, July 2-6.
- Joffily, L. A. L., 2007, "Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste", Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília.
- LMS International, 1995, "Transfer path analysis: the quantification and qualification of vibro-acoustic transfer paths.", Application notes, Não publicado.
- LMS International, 2010, "ATV and Panel Acoustic Contribution Analysis.", Application notes, Não publicado, pp. 25.
- Lowery, D. C., 1984, "An improved shape for hermetic compressor housings", Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Pardue, pp. 285-290.
- Maressa, A., Pluymers B., Donders, S., Desmet W., 2010, "NVH optimization methodologies based on bead modification analysis in vehicle body design", ISMA 2010.
- Moura, H. G., 2010, "Métodos de identificação de forças em sistemas vibroacústicos", Tese de Doutorado, 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.
- Núñez, 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.
- Oliveira A., 2006, "Adição de amortecimento estrutural usando materiais viscoelásticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Oliveira, A., Fiorentin, T., 2008, "Design of System and Components – NVH view – Test and Simulation", XVII Congresso e Exposição Internacionais da Tecnologia da Mobilidade, São Paulo, Brasil
- Padilha, P. E. F., 2006, "Comparação de técnicas de análise de caminhos de transferência vibroacústicos", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas.
- Plunt, J., 2005, "Finding and Fixing Vehicle NVH Problems with Transfer Path Analysis", Sound & Vibration.
- Poletto, E. L., 2006, "Aprimoramento de uma bancada de ensaios de desempenho de compressores herméticos visando reduzir incertezas de medições", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

- Ramani, A., Rose, C., Knight, C. E., Mitchell, L. D., 1994, "Finit Modeling of a Refrigeratiom Compressor for Sound Prediction Purposes", Proceedings of the 1994 International Compressor Engeniring Conference at Pardue, pp. 7 - 12.
- Saito, F., Maeda, S., 1980, "Noise reduction of hermetic compressor by improvement on its shell shape", Proceedings of the 1980 International Compressor Engeniring Conference at Pardue, pp. 228-234.
- Scussel, N. J., 2006, "Propostas de ações para reduzir o tempo demandando por ensaio de desempenho de compressores herméticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Soedel, W., Roys,B.,1989, "On the Acoustics of Small High Speed Compressors : A Review and Discussion", Noise Control Engineering Journal, Vol. 32, 25 p.
- Tojo, K., Saegusa, S., Machida, S., Hirata, T., Sudo, M., 1980, "Noise reduction of refrigerator compressors" Proceedings of the 1980 International Compressor Engeniring Conference at Pardue, pp. 235-242.
- Yuan, C., Roozen, N., Bergsma, O., Beukers, A., 2012, "Experimental-numerical study and optimizations of a finit composite cylinder", Engineering Analysis with Boundary Elements, pp. 250-254.
- Virtual.Lab 11 SL1, 2012, "Manual – Online Help", LMS