

Luiz Lenzi Neto

**MODELO VIBROACÚSTICO SIMPLIFICADO DE UM
COMPRESSOR *SCROLL***

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Florianópolis
2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Lenzi Neto, Luiz
Modelo Vibroacústico Simplificado de um Compressor
Scroll / Luiz Lenzi Neto ; orientador, Arcanjo Lenzi -
Florianópolis, SC, 2013.
96 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Engenharia Mecânica. 3.
Compressor Scroll. 4. Fontes de Ruído. 5. Modelo
Vibroacústico. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal
de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica. III. Título.

Luiz Lenzi Neto

**MODELO VIBROACÚSTICO SIMPLIFICADO DE UM
COMPRESSOR *SCROLL***

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 11 de novembro de 2013.

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.
Coordenador do Curso

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Orientador

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Presidente

Prof. Wiliam A. Barbosa, Dr. Eng.
Universidade Federal do Paraná

Prof. Júlio A. Cordioli, Dr. Eng.
Universidade Federal de Santa
Catarina

Prof. Fábio Fiates, Dr. Eng.
Universidade do Sul de Santa
Catarina

Dedico este trabalho aos meus pais,
Arcanjo e Maria Helena.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus familiares. Aos meus pais, de forma geral, pelo forte incentivo e dedicação em minha formação pessoal e educacional. Ao meu pai e orientador, que consegue exercer ambas as tarefas tão bem, sendo há muitos anos o meu exemplo. À minha querida mãe, muito atenciosa e sempre disposta a conversar sobre qualquer assunto. Ao meu irmão Marcos, perfeito conciliador de trabalho e lazer, meu segundo exemplo. À minha irmã Fernanda, exploradora do mundo, desde sempre estudiosa e ainda a pessoa mais sociável que conheço. À minha namorada, Rosana, que já incluo como da família, que suporta comigo as eventuais dificuldades e os inúmeros momentos alegres.

Aos meus amigos, que grande parte está dentro do LVA, obrigado por fazerem deste laboratório um excelente e descontraído ambiente de trabalho. Agradeço em especial, ao Mestre Caetano, ao nosso guru Olavo, Myrria, Lian, Igor, Fontanela e Júlio Hermes por ajudarem diretamente neste trabalho.

À Embraco, empresa patrocinadora e motivadora desta pesquisa, e aos igualmente amigos, Mikio, Luciano e Cláudio.

Ao programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica (Posmec), especialmente para os professores do LVA, Júlio, Jordan e Arcanjo, obrigado pelos ensinamentos.

Agradeço por fim, à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo apoio financeiro.

“O sucesso nasce do querer, da
determinação e persistência em
se chegar a um objetivo.
Mesmo não atingindo o alvo,
quem busca e vence obstáculo,
no mínimo fará coisas
admiráveis.”

(José Martiniano de Alencar)

RESUMO

O princípio do funcionamento do compressor *scroll* é baseado na compressão contínua do fluido através do movimento orbital de uma espira contra uma segunda espira fixa. Estes compressores são amplamente utilizados em sistemas de ar condicionado, sendo os principais geradores de ruído. Observa-se a partir da literatura que as principais fontes de ruído e vibração são os impactos entre partes móveis, as forças geradas pelo campo eletromagnético do motor elétrico e as forças resultantes da compressão do gás. Neste trabalho são desenvolvidos modelos numéricos para quantificar a contribuição destas forças no ruído radiado. Um modelo de multicorpos é desenvolvido para o balanceamento do compressor e obtenção das forças nos contatos entre componentes provenientes das forças de inércia. Um modelo eletromagnético é desenvolvido para o cálculo das forças atuantes nos dentes do estator e, por fim, um modelo vibroacústico é desenvolvido considerando como excitação as forças provenientes do modelo de multicorpos, do campo eletromagnético e da compressão do gás. Os resultados de potência sonora foram comparados com os obtidos experimentalmente.

Palavras-chave: Compressor *Scroll*; Fontes de ruído; Modelo Vibroacústico.

ABSTRACT

The principle of operation of the scroll compressor is based on the continuous compression of the fluid through the orbital motion of one coil against a second fixed coil. These compressors are widely used in air conditioning systems, being the main noise generators. It is observed, from the literature, that the main sources of noise and vibration are the impacts between the moving parts, the forces generated by the electromagnetic field of the electric motor and the resulting forces from the gas compression. In this dissertation, numerical models are developed to quantify the contribution of these forces on the radiated noise. A multi-body model was developed for the balancing of the compressor and to obtain the contact forces between components due to the inertia forces. An electromagnetic model are developed to calculate the forces acting on the stator teeth and, finally, a vibroacoustic model are developed considering, as sources of excitation, the forces from the multi-body model, the electromagnetic field and the compression of the gas. The results of sound power were then compared with those obtained experimentally.

Keywords: Scroll Compressor; Noise sources; Vibroacoustic Model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Aplicação de diferentes tipos de compressores.	27
Figura 2 - Patente de Léon Creux, 1905. (CREUX, 1905).....	28
Figura 3 - História da tecnologia <i>scroll</i> (ELSON, 2008).	28
Figura 4 - Principais componentes do compressor <i>scroll</i>	29
Figura 5 - Nível de Potência Sonora de um compressor <i>scroll</i> (LEE, 2000a).....	31
Figura 6 - Fluxograma da composição dos capítulos.	33
Figura 7 - Parâmetros geométricos das espiras (Deschamps, 2009).	35
Figura 8 – Processo de compressão do gás.	36
Figura 9 - Espira móvel (a), anel de Oldham (b) e bloco (c).....	37
Figura 10 - Esforços atuantes no compressor <i>scroll</i>	38
Figura 11 - Câmaras de compressão.....	40
Figura 12 - Forças e torque obtidos por Morishita (1988).	42
Figura 13 - Indicação da atuação das forças.....	42
Figura 14 - Malha em Elementos Finitos do modelo de Dugast.	44
Figura 15 - Comparação numérica e experimental de potência sonora em banda estreita.....	45
Figura 16- Comparação numérica e experimental de potência sonora em banda de 1/3 de oitava.....	45
Figura 17 - Modelo multicorpos.....	49
Figura 18 - Velocidade angular suavizada de excitação do modelo.....	50
Figura 19 - Tipos de juntas.....	51
Figura 20 - Esquema das principais forças envolvidas no balanceamento.....	52
Figura 21 - Velocidade na carcaça, variando a massa do contrapeso superior.....	54
Figura 22 - Velocidade na carcaça, variando a massa do contrapeso inferior.....	54
Figura 23 - Juntas aplicadas no modelo multicorpos.	55
Figura 24 - Forças de compressão do gás em função do ângulo.	56
Figura 25 - Força resultante na junta de translação entre o anel de oldham superior e a espira fixa.....	56
Figura 26 - Força resultante na junta de translação entre o anel de oldham inferior e o bloco.	57
Figura 27 - Força resultante na junta de revolução entre o eixo e o bloco.	57
Figura 28 - Modelo multicorpos com o eixo flexível.....	58

Figura 29 - Comparação de velocidades considerando o eixo rígido ou flexível, em mm/s.....	58
Figura 30 - Malha estrutural do compressor. Montagem completa (a) e componentes internos (b).	61
Figura 31 - Ajuste e validação do anel de Oldham.	62
Figura 32 - Ajuste e validação do eixo.....	62
Figura 33 - Ajuste e validação da tampa da carcaça.	63
Figura 34 - Ajuste e validação do bloco.....	63
Figura 35 - Ajuste e validação do chapéu chinês.	64
Figura 36 - Ajuste e validação da espira móvel.	64
Figura 37- Ajuste e validação da espira fixa.....	65
Figura 38 - Esquema do experimento de validação do modelo completo.	67
Figura 39 - Foto da montagem do experimento.	67
Figura 40 - Comparação entre aceleração numérica e experimental. Componentes externos.	68
Figura 41 - Modos de vibração, 1000 Hz (a) e 2250 Hz (b).	68
Figura 42 - Comparação entre aceleração numérica e experimental. Componentes internos.....	69
Figura 43 - Esquema do modelo do motor elétrico.....	72
Figura 44 - Densidade de fluxo magnético nas posições angulares de 0°, 18° e 36°.	73
Figura 45 - Tensão magnética média ao longo do dente. Dez ciclos. ...	75
Figura 46 - Tensão magnética média ao longo do dente. Um ciclo.	75
Figura 47 - Força eletromagnética no domínio da frequência.	76
Figura 48 - Tensão magnética radial para um motor elétrico PM de 9 slots e 6 polos.....	76
Figura 49 - Nós de aplicação de força do caso A.....	79
Figura 50 - Nós de aplicação de força do caso B. Vista superior.....	80
Figura 51 - Nós de aplicação de força do caso B. Vista lateral.....	80
Figura 52 – Malha estrutural (esquerda) e malha acústica (direita).	81
Figura 53 - Medição de NWS, em câmara reverberante, com o compressor em operação.....	83
Figura 54 - Nível de potência sonora experimental de quatro compressores, valores em dB(A).	83
Figura 55 - Aceleração na carcaça. Caso A. 0 - 5 kHz.	84
Figura 56 - Aceleração na carcaça. Caso A. 0 – 1,6; 1,6 – 3,2; 3,2 – 4,8 kHz.....	85
Figura 57- Aceleração na carcaça. Caso B. 0 – 5 kHz.	86

Figura 58 - Aceleração na carcaça. Caso B. 0 – 1,6; 1,6 – 3,2; 3,2 – 4,8 kHz.	87
Figura 59 - Comparação do Nível de Potência Sonora.	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Propriedades necessárias para o balanceamento.	53
Tabela 2 - Obtenção das massas dos contrapesos.	53
Tabela 3 - Comparação do balanceamento analítico e numérico.	55
Tabela 4 - Propriedades dos materiais e de malha dos principais componentes.....	65
Tabela 5- Propriedades magnéticas do material.	72
Tabela 6 - Condições de operação.....	82

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- FEM – Método dos Elementos Finitos (*Finite Element Method*)
FRF – Função Resposta em Frequência
CPS – Contrapeso Superior
CPI – Contrapeso Inferior
EM – Espira Móvel
PM – Ímã permanente (*Permanent-magnet*)
BEM - Método dos Elementos de Contorno (*Boundary Element Method*)
NWS – Nível de Potência Sonora
NPS – Nível de Pressão Sonora
CFD – Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics*)
IKH – Integral de Kirchoff-Helmholtz
ODS – Forma de Deflexão Operacional (*Operating Deflection Shape*)

LISTA DE SÍMBOLOS

- a – Raio do círculo base da evolvente
 F_{θ} – Componente tangencial da força de compressão do gás
 F_r – Componente radial da força de compressão do gás
 F_t – Componente axial da força de compressão do gás
 P_s – Pressão de Sucção
 p – Passo da espira
 N – Número de câmaras de compressão
 i – i -ésima câmara de compressão
 ρ_i – Razão da pressão da i -ésima câmara de compressão pela pressão de sucção
 h – Altura da espira
 θ^* – Ângulo de mistura da câmara 1 e 2
 ω – Velocidade angular
 F_{cg} – Força de compressão do gás
 B_r – Indução Remanente
 H_{cj} – Coercividade intrínseca
 σ_R – Componente radial da tensão eletromagnética
 σ_T – Componente tangencial da tensão eletromagnética
 B_R – Componente radial da densidade de fluxo magnético
 B_T – Componente tangencial da densidade de fluxo magnético
 σ_{DR} – Componente radial da tensão eletromagnética média no dente
 σ_{DT} – Componente tangencial da tensão eletromagnética média no dente
 \overline{B}_R – Componente radial da densidade de fluxo magnético média no dente
 \overline{B}_T – Componente tangencial da densidade de fluxo magnético média no dente
 μ_0 – Permeabilidade do ar

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	OBJETIVOS.....	31
1.1.1	Objetivo Geral	31
1.1.2	Objetivos Específicos	31
1.2	CONTEÚDO DOS CAPÍTULOS	32
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
2.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	35
2.2	ESTUDOS EXPERIMENTAIS DE IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO	38
2.3	MODELOS ANALÍTICOS	40
2.4	MODELOS NUMÉRICOS	43
2.5	BALANCEAMENTO	46
2.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	46
3	MODELO MULTICORPOS / BALANCEAMENTO	49
3.1	MODELO MULTICORPOS.....	49
3.2	RESTRIÇÕES CINEMÁTICAS.....	51
3.3	BALANCEAMENTO	52
3.4	FORÇAS DE RESTRIÇÃO CINEMÁTICA	55
3.5	FLEXIBILIDADE DO EIXO.....	58
3.6	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	59
4	MODELO VIBRACIONAL	60
4.1	VALIDAÇÃO DOS COMPONENTES	61
4.2	VALIDAÇÃO DO MODELO	66
4.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	69
5	ANÁLISE DAS EXCITAÇÕES	71
5.1	MODELO ELETROMAGNÉTICO.....	71
5.2	FORÇA DE COMPRESSÃO DO GÁS	77
5.3	FORÇAS DE INÉRCIA	78
5.4	MODELO VIBROACÚSTICO.....	78
5.4.1	Aplicação dos esforços	79
5.4.2	Malha acústica	81
5.5	POTÊNCIA SONORA EXPERIMENTAL	82
5.6	COMPARAÇÃO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL	84
5.7	SÍNTESE DO CAPÍTULO.....	89
6	CONCLUSÕES.....	91
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	93
	REFERÊNCIAS	94

1 INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração e ar condicionado estão fortemente ligados ao nosso cotidiano, tanto em aplicações residenciais como comerciais e industriais. A vasta opção de escolha entre produtos existentes atualmente no mercado tem causado um aumento na competitividade entre os fabricantes. As empresas ligadas a estes produtos têm como objetivos a redução de custos, a melhoria de eficiência, o aumento da confiabilidade e o aumento da qualidade. O ruído é um dos parâmetros de qualidade e os consumidores têm sido cada vez mais criteriosos em relação a este item.

Os sistemas de refrigeração e ar condicionado tem como propósito resfriar alguma substância e ambos são basicamente compostos por: compressor, trocadores de calor, ventilador, válvulas e tubos (STOECKER, 1998). Destes componentes, o compressor é um dos principais geradores de ruído.

Os compressores são responsáveis pelo aumento da pressão do fluido e da circulação deste nos sistemas. Os compressores podem ser classificados, de acordo com o princípio de funcionamento, em dinâmicos e deslocamento positivo. Os dinâmicos são subdivididos em axiais e centrífugos, enquanto que os de deslocamento positivo são subdivididos em alternativos, rotativos, de parafuso (*screw*) e espirais (*scroll*). Os nichos de aplicação de cada tipo de compressor podem ser visualizados na Figura 1, adaptada de Groll (2004).

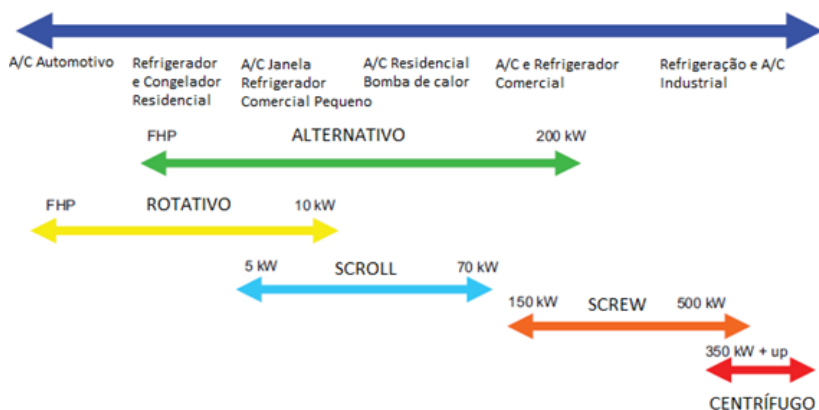


Figura 1 - Aplicação de diferentes tipos de compressores.

O conceito de uma máquina *scroll* foi inventado por Creux (1905), que propôs o bombeamento ou compressão de fluidos através de duas espiras, conforme ilustra a Figura 2. Entretanto, devido à falta de tecnologia em fabricação da época era impossível produzir um par de espiras com tão baixa tolerância. Já no início da década de 70, com o avanço da tecnologia de fabricação e a necessidade de compressores de refrigeração com melhor eficiência, houve um forte incentivo a prosseguir com os desenvolvimentos e aplicação do compressor *scroll*. Em 1987, nos Estados Unidos, foram produzidos compressores *scroll* para ar condicionado residencial com tolerância acima de 0,0025 mm (WANG, 2001). Após mais de vinte anos de pesquisa e experiência na produção de compressores *scroll*, o número total de unidades produzidas ultrapassa 100 milhões de unidades (ELSON, 2008). A evolução das pesquisas e da produção deste tipo de compressor pode ser observada na Figura 3.

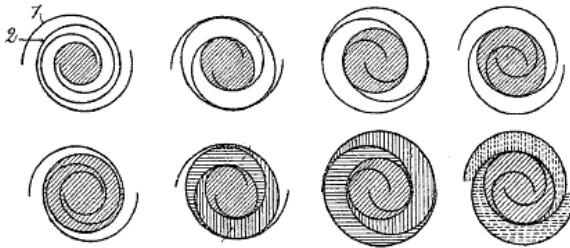


Figura 2 - Patente de Léon Creux, 1905. (CREUX, 1905)

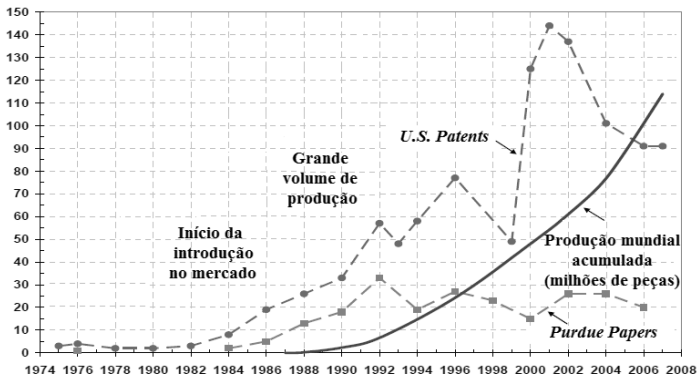


Figura 3 - História da tecnologia *scroll* (ELSON, 2008).

O objetivo desta dissertação é avaliar o comportamento vibroacústico de um compressor *scroll* com foco nas excitações dinâmicas, de forma a auxiliar a empresa fabricante no projeto de uma nova plataforma. Terminados os projetos preliminares relacionados à termodinâmica e à fabricação, desenhos e protótipos foram produzidos para a avaliação de outras áreas da engenharia.

O compressor *scroll* analisado neste trabalho possui potência de 2500 W, rotação variável entre 3000 rpm a 9000 rpm, diâmetro de 150 mm, altura de 230 mm e utiliza o gás R290 (propano). Seus principais componentes são destacados na Figura 4. Por ser um protótipo, grande parte dos componentes são usinados e o fechamento da carcaça é por meio de um flange. A aplicação deste compressor é destinada a aparelhos de ar condicionado residencial sendo competitivo ao compressor rotativo.

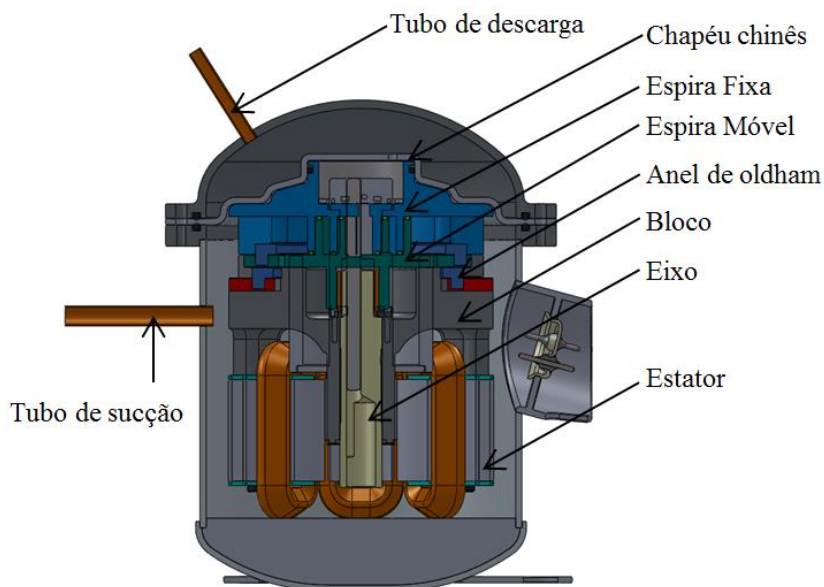


Figura 4 - Principais componentes do compressor *scroll*.

O compressor alternativo é amplamente utilizado na área de refrigeração, porém o compressor *scroll* tornou-se uma opção vantajosa na área de ar condicionado convencional e refrigeração comercial, tendo como vantagens (HANLON, 2001):

- Possibilidade de atingir alta pressão. A razão de pressão pode ser aumentada com a adição de voltas em torno da espira;
- Não apresentam válvulas de sucção e (normalmente) de descarga, evitando quebras, geração de ruído e perdas no rendimento;
- Podem ser balanceados dinamicamente para uma operação suave com baixa vibração;
- O compressor pode ser inundado, lubrificado ou sem óleo;
- Devido à operação suave, a sucção e descarga são de baixa pulsação;
- São unidades compactas proporcionando menores dimensões para uma mesma capacidade de refrigeração.

Conforme citado anteriormente, o compressor é um dos maiores responsáveis pelo ruído em sistemas de refrigeração e o nível de potência sonora gerado é proveniente principalmente da radiação sonora da carcaça. Um espectro típico de nível de potência sonora de um compressor *scroll* é ilustrado na Figura 5. Percebe-se, de modo geral, que as características dinâmicas próprias (modos) dos componentes internos do compressor não são as únicas contribuidoras para a geração do ruído do compressor. No entanto, os esforços dinâmicos apresentam elevadas amplitudes na frequência de rotação e nas suas harmônicas, sendo então estes de grande influência na geração do ruído e incômodo aos clientes.

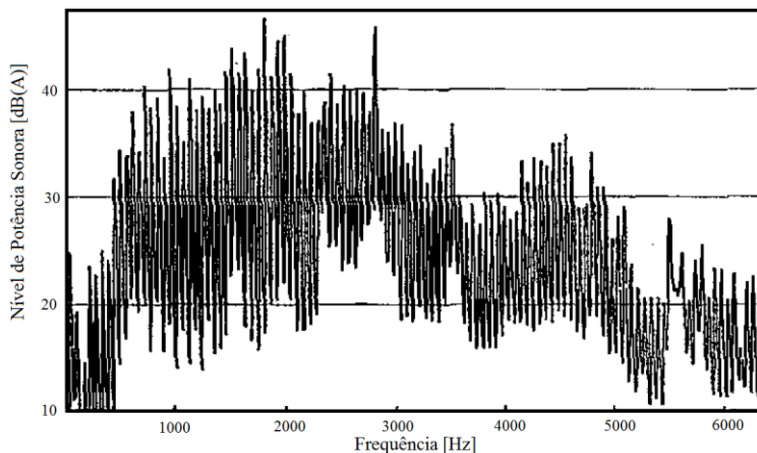


Figura 5 - Nível de Potência Sonora de um compressor *scroll* (LEE, 2000a).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

- Avaliar, quantificar e representar em um modelo numérico vibroacústico os esforços dinâmicos atuantes no compressor *scroll*.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Avaliar as forças atuantes em um compressor *scroll*;
- Avaliar a contribuição de cada fonte na radiação sonora;
- Desenvolver modelos numéricos para a representação das forças;
- Validar os modelos disponíveis e propostos.

1.2 CONTEÚDO DOS CAPÍTULOS

A presente dissertação está organizada em seis capítulos. Inicia, no capítulo 1, com uma contextualização dos sistemas de ar condicionado e refrigeração, bem como dos compressores utilizados. Ainda neste capítulo são apresentados os objetivos geral e específicos da pesquisa. O capítulo 2 refere-se à revisão bibliográfica, em que são abordados o princípio de funcionamento de um compressor *scroll*, identificação dos esforços, os modelos analíticos e numéricos e o balanceamento encontrados na literatura. O capítulo 3 é destinado às forças obtidas através de um modelo multicorpos, onde o modelo é apresentado, calculado e comparado com a literatura. No capítulo 4 é apresentado um modelo vibracional desenvolvido, bem como as validações dos componentes e do modelo. As forças eletromagnéticas, assim como as contribuições das fontes no ruído final, são analisadas no capítulo 5.

Do capítulo 2 ao 5 são apresentadas, ao final de cada um, uma síntese do que foi abordado a fim de ajudar o leitor a destacar os principais pontos expostos para seguir a leitura.

Por fim, no capítulo 6, são apresentadas as considerações finais da pesquisa, dos resultados obtidos, bem como são lançadas sugestões para trabalhos futuros.

Um fluxograma é apresentado na Figura 6 para visualizar a composição dos capítulos.

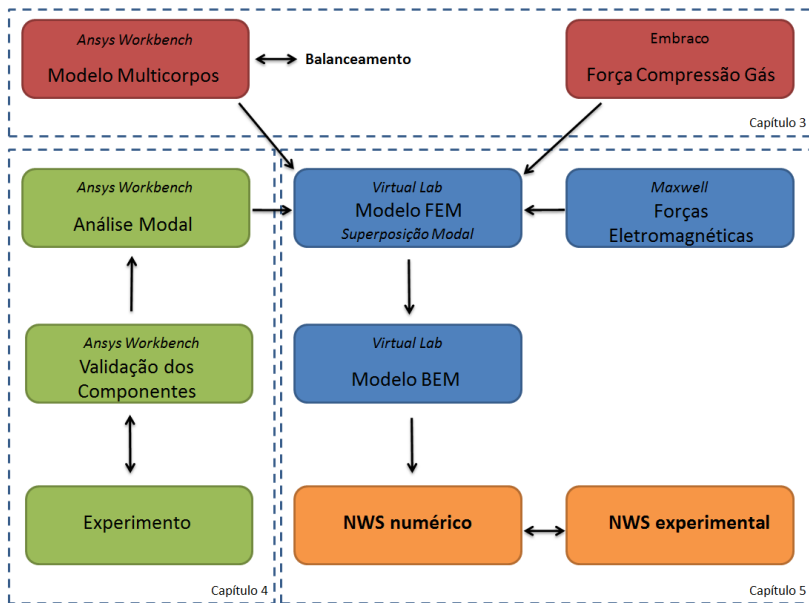


Figura 6 - Fluxograma da composição dos capítulos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem como objetivo apresentar o funcionamento de um compressor *scroll*, a identificação dos principais esforços internos e os principais trabalhos publicados neste assunto.

2.1 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O princípio do funcionamento do compressor *scroll* é baseado na compressão do fluido através do movimento orbital de uma espira móvel contra uma segunda espira fixa, idêntica a primeira e invertida. A espira tem a forma de uma evolvente, conforme ilustra a Figura 7, onde o círculo base tem raio “a”, passo “P”, espessura “t” e altura “h”. A evolvente pode ser descrita em coordenadas cartesianas:

$$\begin{aligned} x &= a[\cos(\varphi) + \varphi \text{sen}(\varphi)] \\ y &= a[\text{sen}(\varphi) + \varphi \cos(\varphi)]. \end{aligned} \quad (2.1)$$

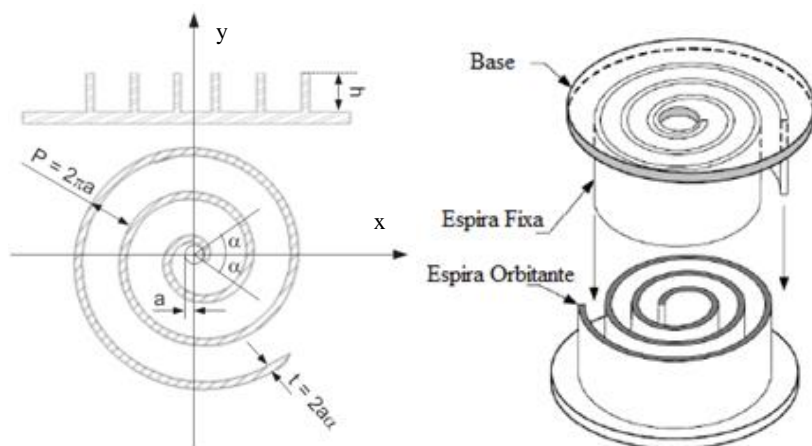


Figura 7 - Parâmetros geométricos das espiras (Deschamps, 2009).

A sucção do gás ocorre nas laterais, tangenciando as paredes das espiras. À medida que a espira móvel orbita em relação à espira fixa, o

fluido é confinado entre as evolventes e suas bases, formando câmaras de compressão. O processo de redução do volume é praticamente contínuo. Assim, o gás é comprimido até chegar ao centro da espira fixa onde se encontra a abertura de descarga. O processo de compressão é visualizado na Figura 8, onde a espira fixa é representada pela cor preta e a espira móvel pela cor cinza, a variação da pressão do gás ao longo dos ciclos é representado na diferença de tonalidade da cor.

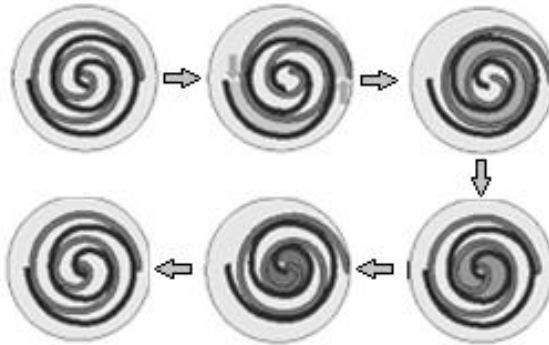


Figura 8 – Processo de compressão do gás.

A transformação do movimento de rotação do eixo excêntrico para o de órbita da espira móvel é realizada com o auxílio do anel de Oldham, localizado entre o bloco do compressor e a base da espira. O anel de Oldham é um componente circular com dois relevos na face inferior na direção (x) e outros dois relevos na face superior na direção perpendicular (y). Ao encaixar o anel de Oldham inferior nas ranhuras do bloco do compressor, apenas o grau de liberdade de translação na direção x é permitido entre os dois. A espira móvel é, então, acoplada a este anel tornando possível apenas a translação na direção y entre estes componentes. Ao analisar os graus de liberdade entre a espira móvel e o bloco, percebe-se que as rotações são inviabilizadas, restando apenas as translações.

O acionamento do movimento é através de um motor elétrico de ímã permanente que rotaciona um eixo. No topo do eixo encontra-se uma excentricidade que se encaixa em um cilindro na base da espira móvel. Assim, a rotação do eixo excêntrico impõe um movimento à espira e o anel de Oldham impede a rotação permitindo apenas translações nas direções x e y , resultando em uma órbita de raio igual à

excentricidade do eixo. Os componentes mencionados estão mostrados na Figura 9.

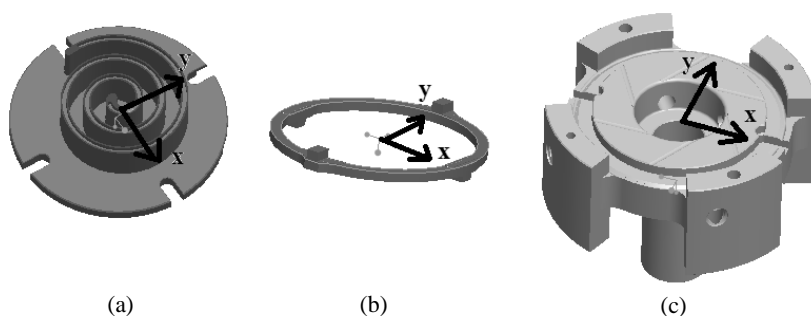


Figura 9 - Espira móvel (a), anel de Oldham (b) e bloco (c).

Na parte superior do bloco é parafusada a espira fixa, que por sua vez é parafusada à parte superior da carcaça através do chapéu chinês. Já na parte inferior do bloco é acoplado o estator do motor elétrico. A Figura 4, apresentada no Capítulo 1, auxilia a visualização desta montagem.

Para que o compressor funcione, uma série de forças atuam, tanto diretamente como indiretamente. A lista a seguir apresenta as principais excitações internas atuantes em um compressor *scroll*, conforme numeração indicada na Figura 10.

1. Força desbalanceadora, devido à massa da espira orbitante;
2. Força balanceadora, devido às massas dos contra pesos;
3. Pressão do gás, devido à compressão;
4. Força de contato, devido ao contato entre as espiras;
5. Torque, devido ao motor elétrico;
6. Força eletromagnética, devido ao controle da corrente elétrica no motor;
7. Pressão de descarga, devido à descarga do gás durante a compressão;
8. Força de contato, devido ao contato entre o eixo e a bucha excêntrica;

9. Força de contato, devido ao contato entre a espira orbitante e o bloco;
10. Força de contato, devido ao contato entre o Oldham e o bloco;
11. Pressão, devido à agitação do óleo lubrificante.

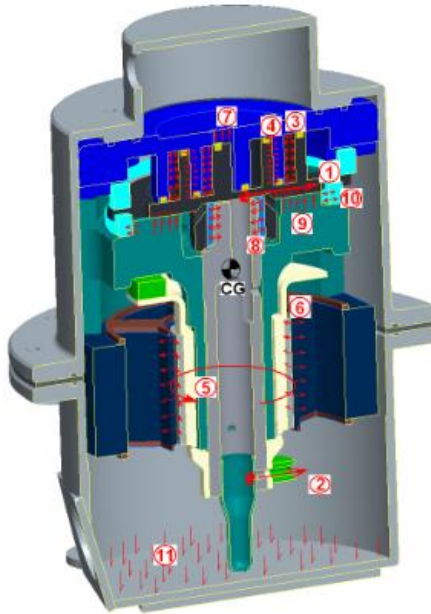


Figura 10 - Esforços atuantes no compressor *scroll*.

2.2 ESTUDOS EXPERIMENTAIS DE IDENTIFICAÇÃO DAS FONTES DE RUÍDO

Lee (2000a) desenvolveu um estudo experimental de identificação de fontes de ruído em um compressor *scroll* vertical de 3 Hp usado em sistemas de ar condicionado, operando com gás de refrigeração R22. Um espectro do ruído radiado mostrou uma resposta típica de banda larga, indicando excitações impulsivas as quais foram associadas à compressão e respectiva descarga do gás, e os impactos

entre as partes móveis. Registros de sinais de vibração da carcaça indicaram a presença de fortes excitações impulsivas. Usando transdutores de pressão, instalados na câmara de compressão, Lee adquiriu sinais de pressão os quais foram posteriormente usados em simulações numéricas das excitações proporcionadas pelo campo de pressão. Desta forma, foi possível identificar alguns picos presentes no espectro de ruído, originados nas ressonâncias formadas no sistema de compressão e descarga do gás.

As ressonâncias estruturais da carcaça, particularmente da tampa, que recebe diretamente esta forte excitação, são também observadas no espectro de ruído.

As excitações geradas pelos impactos de partes móveis foram consideradas significativas, especificamente na região de 2 kHz, que coincide com um dos modos de vibração da carcaça.

As excitações causadas pelo motor elétrico de indução, operando em 60 Hz, de dois polos e rotor com 33 dentes, geram maiores esforços sobre o estator na região de 1800 Hz a 2100 Hz, justamente na região de um dos primeiros modos da carcaça. Com este estudo, Lee (2000a) determinou as principais excitações responsáveis pelos maiores níveis observados no espectro de ruído radiado pelo compressor.

Em outro trabalho, Lee, *et al.* (2000b) apresentam sugestões de controle do ruído radiado através de alterações na geometria da carcaça. Foram avaliados os efeitos do aumento da espessura, da introdução de nervuras e de raios de curvatura. As melhores configurações consideradas viáveis do ponto de vista de manufatura proporcionam uma redução da ordem de 3 dB no nível global.

Motegi e Nakashima (1996) analisaram o escoamento no orifício de descarga e os efeitos na excitação vibroacústica do compressor. Observaram que a forma da onda de pressão (transiente) na descarga variou em até 2%. Foi proposta a adição de uma câmara de descarga antes da válvula de descarga, esta alteração reduziu a pulsação em aproximadamente 0,25 MPa e reduções no nível global do ruído em até 6 dB, enquanto que a eficiência foi reduzida em 0,1%.

Outros estudos de identificação das principais fontes de ruído foram encontrados na literatura, os quais foram baseados em técnicas de intensidade sonora (Ahn, *et al.*, 2000) e usando holografia acústica de campo próximo (Huang, *et al.*, 2010).

2.3 MODELOS ANALÍTICOS

Na década de 80, muitos pesquisadores analisaram as equações de movimento dos componentes do *scroll*, variação do volume das câmaras de compressão do compressor *scroll*, forças de compressão do gás, forças nos mancais. Morishita (1988) apresenta um modelo analítico onde são calculados os volumes das câmaras de compressão em função de teta (ângulo de orbita), indicadas na Figura 11.

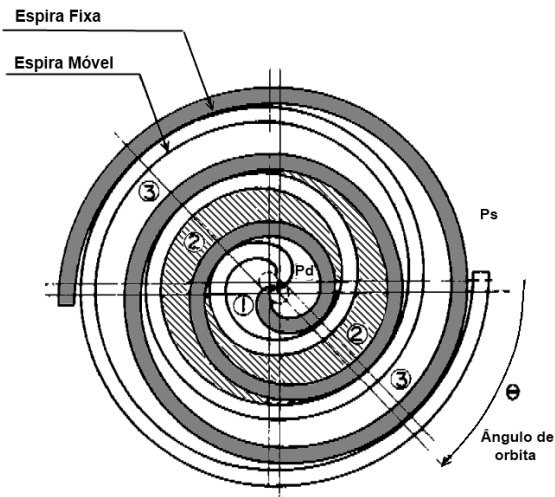


Figura 11 - Câmaras de compressão.

Percebe-se a formação de três câmaras de compressão, ou seja, três bolsões de gás desconectados entre si. O modelo apresentado é genérico de forma que as espiras podem ter mais de três voltas, formando assim mais câmaras. A partir das variações de volume das câmaras e considerando o processo isentrópico de compressão, calculam-se então as pressões em cada câmara. A partir das relações geométricas das espiras e as pressões das câmaras determinam-se as forças de compressão do gás nas direções: tangencial, radial e axial, sendo:

$$F_{\theta} = P_S p h \sum_{i=1}^N (2i - 1) \cdot (\rho_i - \rho_{i+1}) \quad (2.2)$$

$$F_r = 2P_S a h (\rho_1 - 1) \quad (2.3)$$

$$F_t = \pi P_S p^2 \left\{ \frac{A}{\pi p^2} (\rho_1 - 1) + \sum_{i=2}^N \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) \cdot (\rho_i - 1) \right\} \quad (2.4)$$

$$\text{para } 0 \leq \theta < \theta^*$$

$$F_t = \pi P_S p^2 \left\{ \frac{A}{\pi p^2} (\rho_1 - 1) + \sum_{i=3}^N \left(2i - 1 - \frac{\theta}{\pi} \right) \cdot (\rho_i - 1) \right\} \quad (2.5)$$

$$\text{para } \theta^* \leq \theta < 2\pi$$

onde P_S é a pressão de sucção, i é i -ésima câmara de compressão, N é o número de câmaras de compressão, ρ_i é a relação de pressão entre a câmara i e a pressão de sucção, θ^* é o ângulo de descarga (ângulo onde a câmara interna 1 se mistura a câmara 2) e A é um parâmetro geométrico.

Na Figura 12a podem ser observadas as forças obtidas a partir desta modelagem onde F_i é a força axial da compressão do gás, F_{θ} é a componente tangencial e F_r é a componente radial.

As equações do movimento da espira orbitante e do anel de Oldham são estabelecidas e resolvidas analiticamente, obtendo assim as forças de contato entre o Oldham e a espira móvel (F_1 e F_2) e entre o contato entre o Oldham e o bloco (F_3 e F_4). Os valores obtidos são mostrados na Figura 12b e as forças estão representadas na Figura 13.

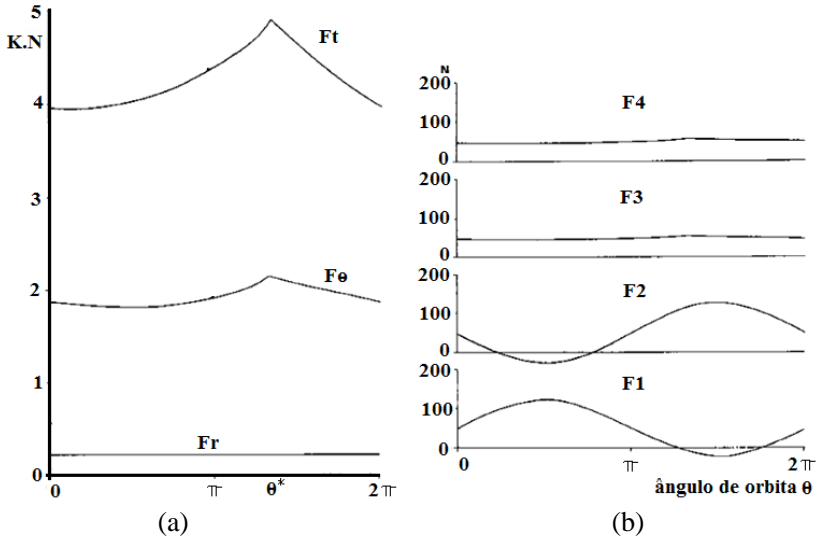


Figura 12 - Forças e torque obtidos por Morishita (1988).

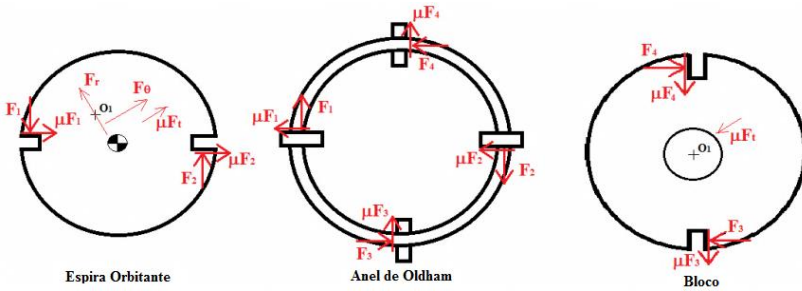


Figura 13 - Indicação da atuação das forças.

Estes resultados referem-se a um compressor operando em 60 Hz. Apesar das Equações (2.3) a (2.5) aparentarem simplicidade, a solução é complexa uma vez que depende de vários parâmetros cuja determinação envolve incertezas. Por exemplo, para cada instante do ciclo necessitam-se das forças resultantes da compressão do gás entre as espiras e as forças de atrito dependem dos valores dos coeficientes referentes a cada segmento em contato, entre outras. A solução proposta por Morishita, *et al.* (1986) envolve um procedimento iterativo.

Observa-se na Figura 12 que as forças apresentam variações relativamente suaves ao longo do ciclo, cujos espectros apresentam componentes concentrados nas baixas frequências. Entretanto, os registros destas forças são bruscamente alterados ao serem considerados os impactos reais entre as partes móveis e os efeitos de abertura da válvula de descarga, os quais proporcionam excitações de espectro amplo. Desta forma, os modelos analíticos não se mostraram suficientemente precisos para as análises vibroacústicas deste tipo de compressor.

Um modelo bastante similar foi também desenvolvido por Ishii, *et al.* (1988) o qual considerou a flutuação do torque, o comportamento vibratório do eixo, as forças transmitidas entre as partes móveis, as forças de inércia, as forças de atrito e a eficiência mecânica. Apesar de bastante complexo, observa-se que o modelo limita-se às baixas frequências e não é adequado para análises vibroacústicas.

Bukac (2004) apresentou um modelo analítico das forças de contato entre espiras, através de um sistema contendo várias massas, molas e amortecedores equivalentes. Este modelo permite considerar a rigidez variável de alguns componentes, tais como as espiras, e sua influência na resposta destas.

Pode-se concluir a partir do estudo destes trabalhos que as análises de modelos analíticos mostraram-se confiáveis apenas para as baixas frequências devido às incertezas de vários parâmetros, principalmente relacionados à rigidez de contato, e não conseguem representar satisfatoriamente o problema vibroacústico para amplas faixas de frequência.

2.4 MODELOS NUMÉRICOS

O avanço dos softwares disponíveis tem permitido avanços significativos nas simulações do comportamento vibroacústico de compressores, reduzindo o tempo e o custo de desenvolvimento, e facilitando a otimização de componentes.

Foi encontrado na literatura apenas um trabalho relacionado à simulação numérica vibroacústica de um compressor *scroll* de pequeno porte. Neste trabalho, (DUGAST, 2008) simulou utilizando o Método dos Elementos Finitos através do *software* comercial *Actran*, os componentes estruturais, fluido de refrigeração e óleo de lubrificação, com exceção das partes móveis. O modelo foi bastante simplificado,

eliminando cantos vivos e parafusos. Estas simplificações são adotadas a fim de viabilizar a solução do modelo. A Figura 14 mostra uma vista da malha da carcaça (esquerda) e componentes internos (direita).

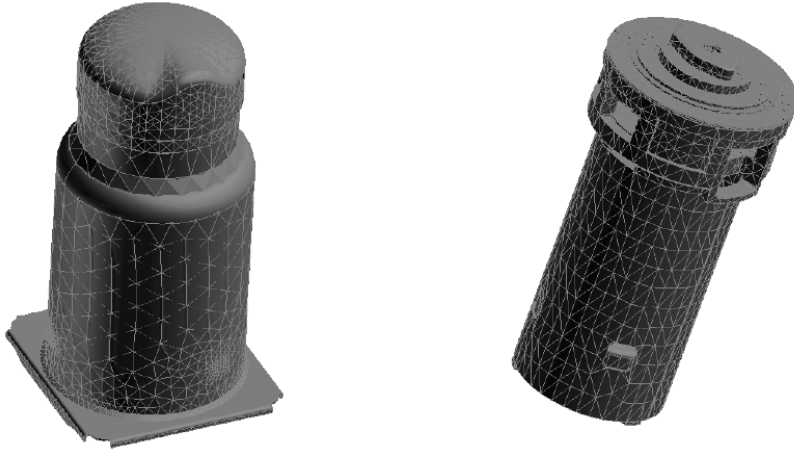


Figura 14 - Malha em Elementos Finitos do modelo de Dugast.

O modelo possui 26.841 nós e 101.123 elementos, onde os elementos sólidos representam 50% do total. As forças de inércia, provenientes do movimento das partes móveis, foram determinadas analiticamente e aplicadas nos mancais, no domínio da frequência, mantendo as relativas informações de fase. As pressões do gás no processo de compressão foram obtidas experimentalmente e representadas em segmentos das espiras, mantendo também as respectivas diferenças de fase.

Tendo em vista o elevado custo computacional do modelo fluido-estrutura acoplado, as respostas de vibração da carcaça e do ruído radiado foram calculadas somente para a frequência de rotação e suas harmônicas. Mesmo assim, Dugast relata o tempo de processamento de 14 dias.

A Figura 15 mostra uma comparação entre os valores de potência sonora radiada obtidos por simulação e experimentalmente. Observam-se diferenças da ordem de 10 a 25 dB. A Figura 16 mostra os mesmos resultados em faixas de 1/3 de oitava. Observa-se uma diferença da ordem de 5 a 12 dB, sendo os valores numéricos maiores que os experimentais. Observa-se também que abaixo de 1 kHz os resultados

numérico são superestimados, enquanto que para frequências mais altas os resultados numéricos são subestimados.

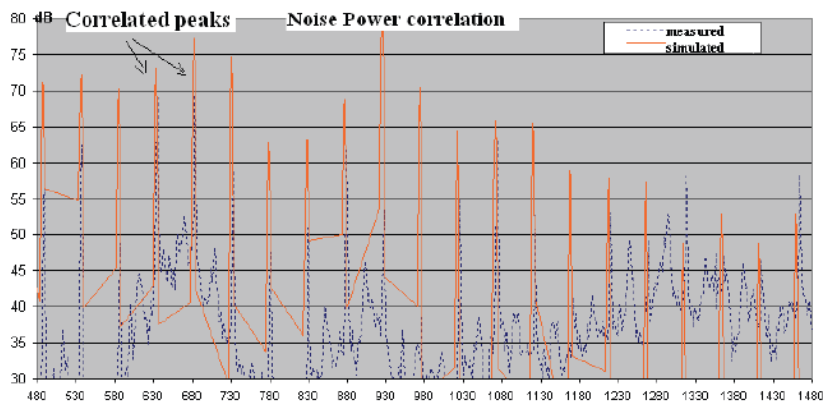


Figura 15 - Comparação numérica e experimental de potência sonora em banda estreita.

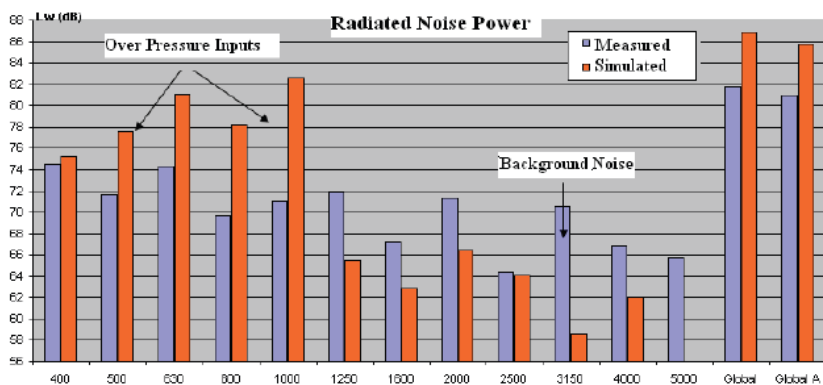


Figura 16- Comparação numérica e experimental de potência sonora em banda de 1/3 de oitava.

Esta simulação indicou a contribuição predominante da variação da pressão entre as espiras, enquanto que acima desta frequência contribuem também os esforços sobre os mancais e escoamento do gás. Tendo em vista as simplificações do modelo, os resultados foram considerados razoáveis pelo autor.

2.5 BALANCEAMENTO

Kim, Lee e Shin (1998) apresentam um procedimento de balanceamento que consiste em aplicar as equações de equilíbrio de forças e momentos resultantes das inércias das partes em movimento. As equações de equilíbrio utilizadas são aplicações diretas da segunda Lei de Newton. As forças e momentos são calculados em relação ao centro de massa do compressor. Considerando o compressor como sendo um corpo rígido, hipótese válida para a faixa de frequência abrangendo a frequência de rotação e as primeiras harmônicas, o mesmo apresenta seis graus de liberdade para os quais são escritas seis equações de equilíbrio.

As variáveis consideradas nestas equações de equilíbrio envolvem as inércias das partes móveis e distâncias em relação ao centro de massa, incluindo as massas de balanceamento.

Os critérios de aceitação dos níveis de vibração podem variar de acordo com o tipo de compressor, porém uma forma bastante comum e usualmente aceita consiste em atribuir um valor máximo para níveis no plano horizontal avaliados no topo e no fundo do compressor.

Kim, Lee e Shin (1998) analisaram uma configuração otimizada de valores e posições de massas de balanceamento obtendo valores mínimos de vibração. Observou-se que devido às restrições de posições de massas de balanceamento, os esforços internos não puderam ser totalmente balanceados, porém resultaram em níveis aceitáveis de vibração.

Procedimentos semelhantes foram usados por Bin e Zhenquan (2005) em um estudo de balanceamento dinâmico do rotor de um compressor *scroll*. O objetivo principal era minimizar os esforços que atuam nos mancais.

2.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

A revisão bibliográfica sobre este tema mostra um número razoável de trabalhos abordando os assuntos principais: a identificação das fontes de ruído e vibração; a tentativa de aplicação de modelos analíticos; o desenvolvimento de modelos numéricos e o balanceamento das forças causadas pelas partes móveis. Os estudos experimentais indicam as forças resultantes da compressão do gás de refrigeração, os

impactos entre as partes móveis e as forças geradas pelo campo eletromagnético do motor elétrico, como principais excitações geradoras de ruído. Os modelos analíticos possuem a vantagem de ter baixo custo computacional, entretanto não apresentam precisão suficiente para as análises vibroacústicas.

Os modelos numéricos possuem um alto custo computacional. Frente a isto e à necessidade das análises, muitas simplificações da geometria e dos contatos entre componentes são feitas, o que em algumas vezes reduz a precisão das análises, porém é a melhor ferramenta disponível atualmente. O balanceamento pode ser realizado usando as equações básicas de equilíbrio dinâmico das forças e momentos em uma rotina de otimização. Entretanto, tendo em vista o interesse em análises vibroacústicas usando modelos em Elementos Finitos, as geometrias disponíveis podem ser também usadas em análises de vibração usando modelos de multicorpos. Este procedimento foi adotado neste trabalho, conforme apresentado nos próximos capítulos.

3 MODELO MULTICORPOS / BALANCEAMENTO

Neste capítulo é apresentado um modelo multicorpos desenvolvido para avaliar as forças de inércia e conseqüentemente realizar o balanceamento do compressor.

3.1 MODELO MULTICORPOS

Um corpo rígido é definido como um corpo no qual dois pontos quaisquer pertencentes a ele não apresentem movimento relativo em qualquer instante de tempo. Segundo Pfeiffer e Glocker (1996), um sistema de corpo rígido é uma coleção de corpos rígidos conectados por juntas. A junta é uma restrição cinemática do movimento relativo entre dois corpos.

Um modelo de multicorpos foi desenvolvido usando o software comercial *Ansys Workbench*, utilizando o módulo *Rigid Dynamics*. Todos os componentes foram considerados rígidos e elementos do tipo mola-amortecedor foram adicionados para representar os isoladores do compressor. O modelo pode ser observado na Figura 17.

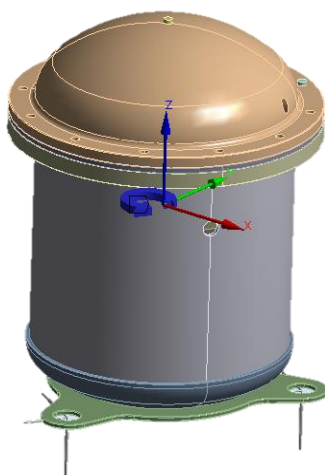


Figura 17 - Modelo multicorpos.

O compressor analisado apresenta três isoladores de borracha que foram representados por elementos mola-amortecedor longitudinais, tipo COMBIN14. Este elemento é constituído por dois nós com três graus de liberdade de translação, sendo necessário um elemento em cada direção (x, y e z) com rigidez e amortecimento equivalentes, para a modelagem do isolador. Uma das extremidades de cada elemento elástico é restringida com deslocamento igual a zero e a outra extremidade é fixada ao fundo do compressor.

Os corpos rígidos são representados por elementos de massa tipo MASS21, sendo este um elemento pontual situado no centro de massa do corpo, tendo seis graus de liberdade. São associados ao elemento a massa e inércia rotatória para cada uma das três coordenadas.

A excitação do modelo é dada através da velocidade angular do conjunto eixo-rotor, sendo que para fins de convergência do modelo, a velocidade angular deve ser variada lentamente até atingir a velocidade constante. A função da velocidade angular ao longo do tempo utiliza é mostrada na Figura 18.

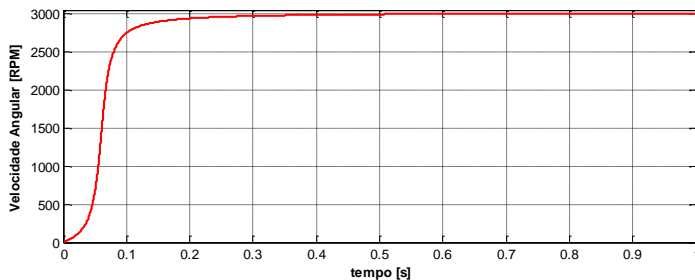


Figura 18 - Velocidade angular suavizada de excitação do modelo.

O *software* utiliza o método de integração numérica de Runge-Kutta de quarta ordem para resolver as equações do movimento durante a análise. O problema foi resolvido até 1s com a discretização de 0,1 ms, resultando em 10001 intervalos de tempo.

3.2 RESTRIÇÕES CINEMÁTICAS

As juntas são representadas através de elementos de junção MPC184, definido por dois nós com seis graus de liberdade cada. O movimento relativo entre os nós é caracterizado por seis graus relativos de liberdade. Dependendo do tipo de junta, restrições cinemáticas são aplicadas nos respectivos graus relativos de liberdade (ANSYS, INC., 2009). Estas restrições cinemáticas são impostas nos elementos pelo método de multiplicadores de Lagrange, sendo assim possível obter as forças de restrição.

A Figura 19 mostra as juntas utilizadas no modelo. A junta de revolução apresenta restrições nos seguintes graus de liberdade: UX, UY, UZ, ROTX e ROTY, ou seja, permite apenas a rotação ao longo do eixo. A junta cilíndrica é semelhante à de revolução, porém sem restrição ao deslocamento na direção axial (UZ). A junta de translação permite apenas o deslocamento em uma direção e a junta planar permite deslocamentos nas duas direções que formam o plano.

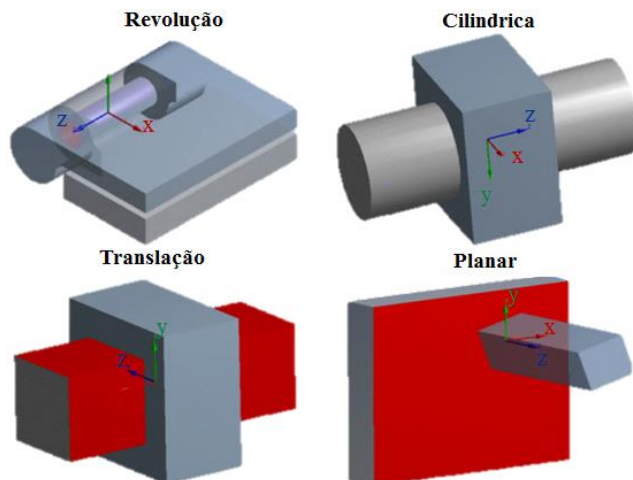


Figura 19 - Tipos de juntas.

A junta de revolução foi utilizada para representar o movimento do conjunto eixo-rotor em relação ao bloco, as juntas de translação foram utilizadas nos encaixes do anel de Oldham, a junta cilíndrica para a representar o movimento entre a bucha e a excentricidade do eixo e por fim, a junta planar para representar o movimento entre a espira móvel com o bloco do compressor.

3.3 BALANCEAMENTO

A partir do modelo multicorpos é possível realizar o balanceamento do compressor.

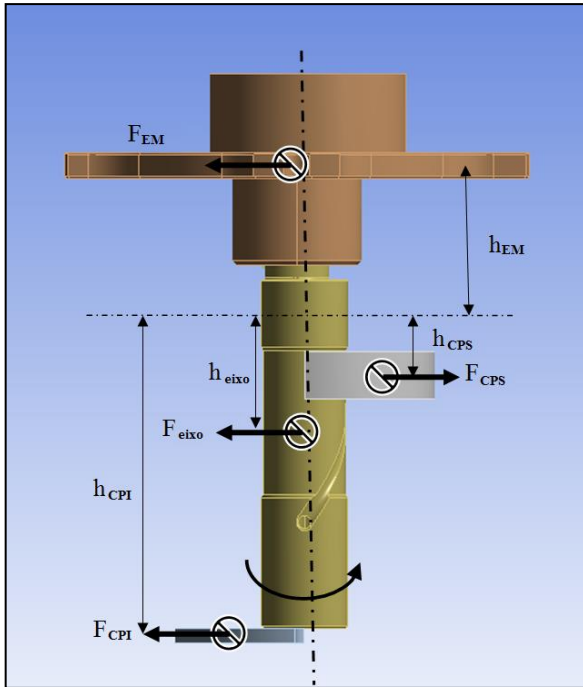


Figura 20 - Esquema das principais forças envolvidas no balanceamento.

O balanceamento analítico foi feito a partir de um modelo simples, conforme Chao, *et al.* (2004). São consideradas as forças de inércia dos contrapesos, superior e inferior, da espira móvel e do eixo, conforme mostra a Figura 20. A partir do balanço de forças, tem-se:

$$F_{CPS} = F_{EM} + F_{eixo} + F_{CPI} \quad (3.1)$$

Ao fazer o somatório de momentos no mancal superior, obtém-se:

$$F_{CPS}h_{CPS} + F_{EM}h_{EM} - F_{eixo}h_{eixo} - F_{CPI}h_{CPI} = 0 \quad (3.2)$$

Os subscritos CPS, CPI e EM referem-se, respectivamente, ao contrapeso superior, contrapeso inferior e espira móvel. A força "F" apresentada nas equações anteriores são as forças de inércia. A Tabela 1 apresenta os valores de massa, distância do centro de gravidade ao mancal na direção axial.

Tabela 1 - Propriedades necessárias para o balanceamento.

	Móvel	Eixo	CPS	CPI
Massa [g]	382,24	129,44	?	?
h [mm]	35	24	?	?
r [mm]	1,763	0,022	15,32	13,93

Como o contrapeso é fixado no rotor, ao variar a massa, a altura do contrapeso irá variar, alterando assim o centro de massa. Como a seção transversal do componente é constante a relação entre massa e centro de gravidade é linear. Para resolver a equação analítica é necessário um processo iterativo. A massa inicial dos dois contrapesos são sugeridas e a cada iteração se aproximam da solução, conforme apresentado na Tabela 2.

Tabela 2 - Obtenção das massas dos contrapesos.

Iteração	1	2	3	4
h_{CPS} [mm]	15,22	13,85	13,85	13,85
h_{CPI} [mm]	77,75	74,59	74,59	74,59
m_{CPS} [g]	100,00	79,26	79,30	79,30
m_{CPI} [g]	100,00	38,60	38,64	38,65

As massas obtidas analiticamente foram introduzidas no modelo numérico de multicorpos. O modelo foi excitado através da velocidade angular, no conjunto eixo-rotor, de 3000 RPM. Um acelerômetro virtual foi inserido na tampa da carcaça, conforme pode ser observado na Figura 17. Variou-se, então, a massa do contrapeso superior e avaliou-se a velocidade no acelerômetro virtual na direção axial ao eixo. Estes resultados podem ser observados na Figura 21. O ponto, destacado com cor preta, refere-se ao valor obtido analiticamente (79,3 g) e o vermelho o valor ótimo (79,9 g), por este procedimento numérico.

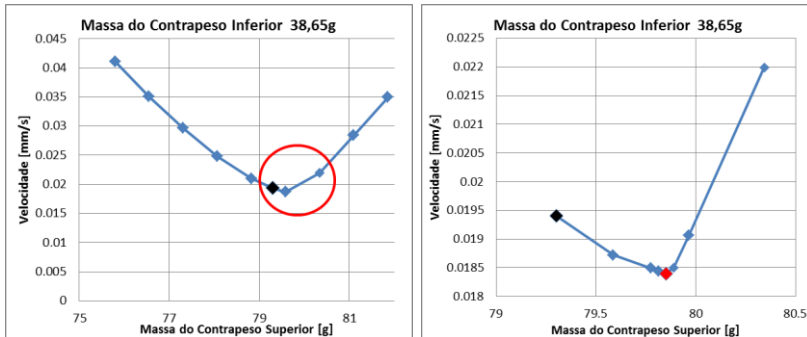


Figura 21 - Velocidade na carcaça, variando a massa do contrapeso superior.

Após obter o valor ótimo para o contrapeso superior, este foi fixado e foi então variada a massa do contrapeso inferior. A Figura 22 apresenta os resultados, onde percebe-se que o contrapeso inferior com 38,9 gramas apresenta menor nível de vibração na carcaça.

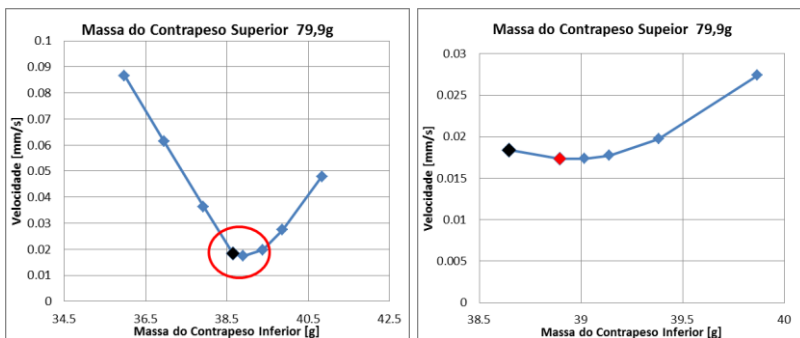


Figura 22 - Velocidade na carcaça, variando a massa do contrapeso inferior.

Os resultados obtidos analiticamente possuem valores próximos dos obtidos numericamente. Sabe-se que a amplitude da vibração está subestimada neste modelo, pois todos os componentes são considerados corpos rígidos e as forças eletromagnéticas nos dentes do estator não foram consideradas. Porém, o modelo simplificado não invalida a metodologia para fins de balanceamento e, também, serve como uma forma de validação do modelo numérico. A Tabela 3 mostra a comparação dos valores obtidos.

Tabela 3 - Comparação do balanceamento analítico e numérico.

Balanceamento	Analítico	Numérico	Erro
m_{CPS} [g]	79,30	79,9	0,8%
m_{CPI} [g]	38,65	38,9	0,6%

3.4 FORÇAS DE RESTRIÇÃO CINEMÁTICA

A partir deste modelo, algumas informações de forças atuantes nos contatos entre componentes podem ser avaliadas, como as forças nas juntas de translação entre o anel de Oldham superior e espira fixa, anel de Oldham inferior e bloco, e na junta de revolução do eixo/mancal (Figura 23).

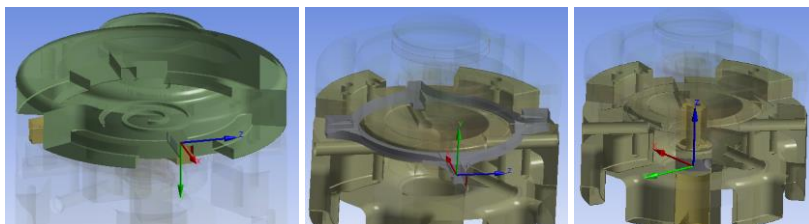


Figura 23 - Juntas aplicadas no modelo multicorpos.

Dois casos são analisados, um com apenas a excitação através do movimento angular do conjunto eixo-rotor e outro com a adição das forças de compressão do gás.

As forças de compressão do gás foram calculadas através de um algoritmo desenvolvido pela empresa Whirlpool Unidade Embraco e fornecidas em função do ângulo de rotação. Como a velocidade angular imposta ao eixo no modelo não é constante ao longo da análise transiente, é necessário passar as forças de compressão do gás para o domínio do tempo.

Ao integrar a equação da velocidade angular (Figura 18) é possível obter o ângulo de rotação em função do tempo e, finalmente, calcular a curva de compressão do gás em função do tempo. Estas forças são apresentadas em função do ângulo de giro do eixo, como mostra a Figura 24.

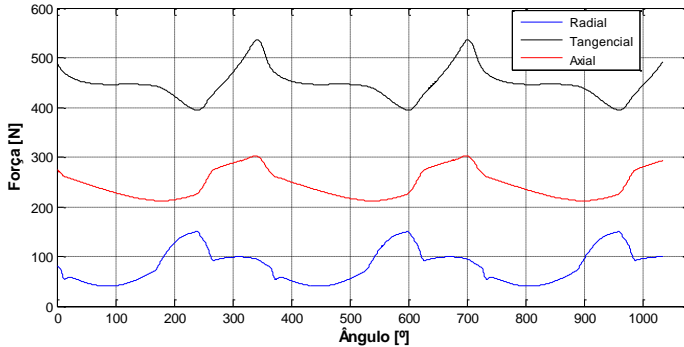


Figura 24 - Forças de compressão do gás em função do ângulo.

As forças de restrição cinemática obtidas nas juntas de translação são de baixa amplitude (Figura 25 e Figura 26), enquanto a força resultante no mancal (Figura 27) apresenta valores maiores. Uma janela tipo *hanning* foi aplicada no resultado temporal entre 0,6s a 1s e posteriormente aplicada a Transformada de Fourier.

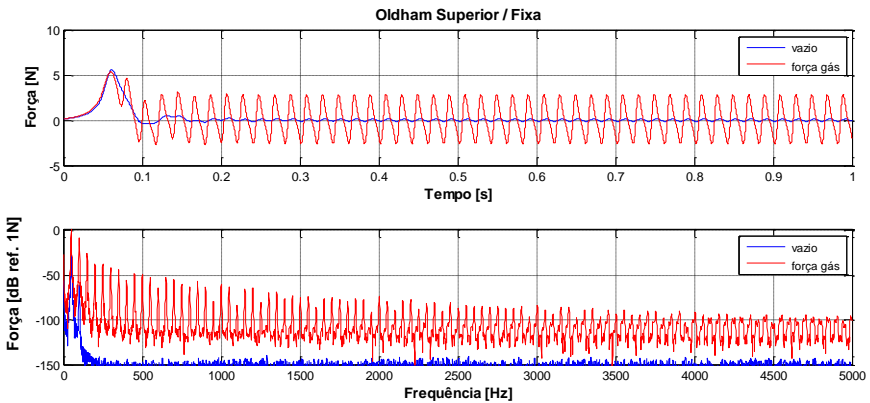


Figura 25 - Força resultante na junta de translação entre o anel de oldham superior e a espira fixa.

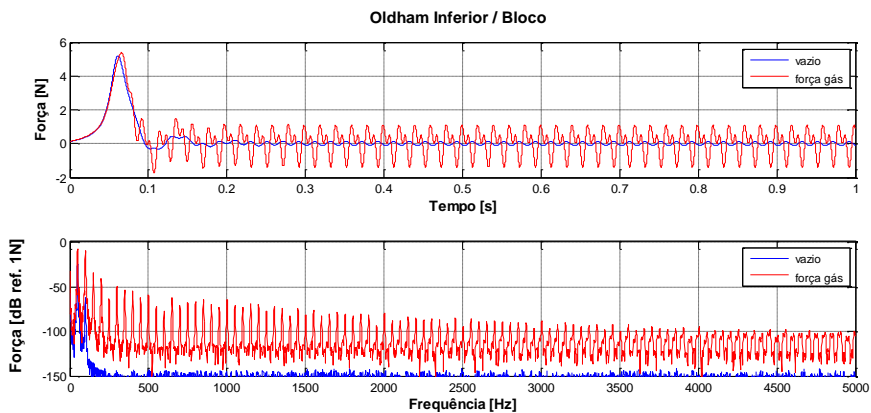


Figura 26 - Força resultante na junta de translação entre o anel de oldham inferior e o bloco.

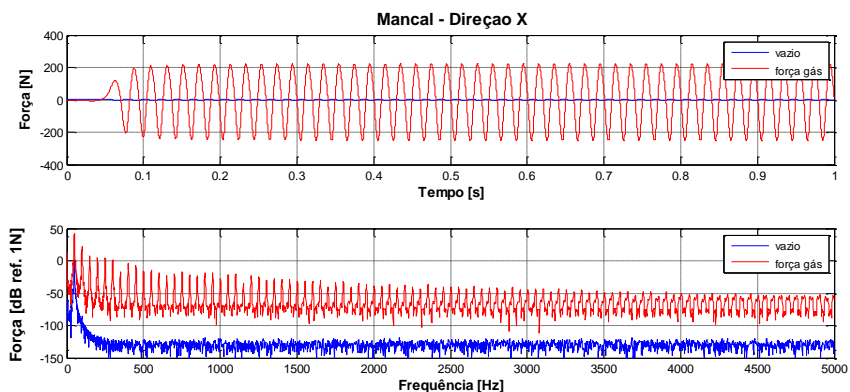


Figura 27 - Força resultante na junta de revolução entre o eixo e o bloco.

Ao analisar os gráficos das Figuras 25, 26 e 27, percebe-se que quando o compressor opera em vazio, ou seja, considerando apenas as forças de inércia, as forças nas juntas são muito baixas e concentradas na frequência de rotação (50 Hz) e quase não apresentam harmônicas. Entretanto, quando são aplicadas as forças de compressão do gás, o espectro mostra-se com maior amplitude e rico em harmônicas.

3.5 FLEXIBILIDADE DO EIXO

Uma análise foi realizada para comparar a influência da rigidez do eixo. O modelo de mult corpos foi alterado considerando a flexibilidade do eixo. A malha do eixo foi criada com elementos tetraédricos, sendo 4.863 elementos e 1.342 nós, Figura 28.

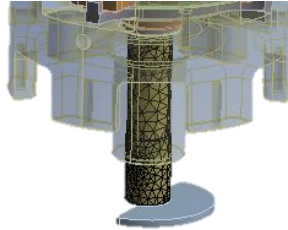


Figura 28 - Modelo mult corpos com o eixo flexível.

Ao comparar as velocidades, percebeu-se uma diferença insignificante entre o modelo rígido e o eixo flexível, Figura 29.

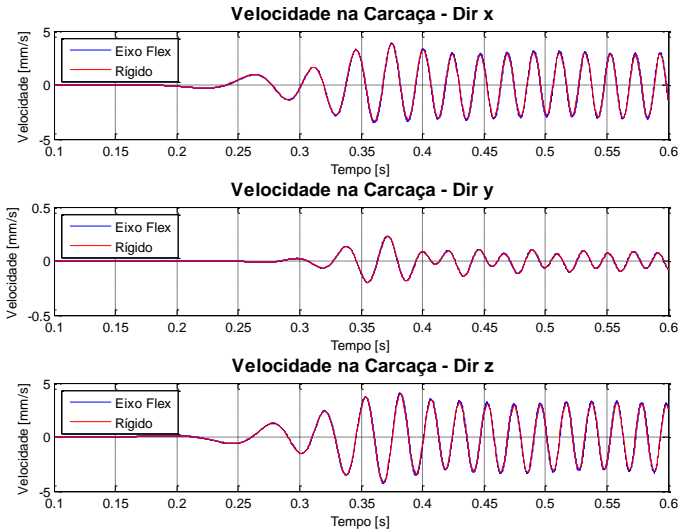


Figura 29 - Comparação de velocidades considerando o eixo rígido ou flexível, em mm/s.

3.6 SÍNTESE DO CAPÍTULO

O modelo de multicorpos permite análises de vibração de baixas frequências, envolvendo a frequência de rotação, as primeiras harmônicas e os efeitos das primeiras ressonâncias dos componentes em contato.

Um modelo simplificado, considerando basicamente os esforços de inércia permite balancear o conjunto, verificando as regiões mais apropriadas para a fixação de massas de balanceamento e atingir níveis mínimos de vibração. Os resultados obtidos do balanceamento buscando níveis mínimos de vibração da carcaça apresentaram boa concordância com os resultados experimentais realizados pela Embraco.

Entretanto, os esforços transmitidos através dos contatos, mostraram-se de difícil simulação para uso em problemas de vibroacústica, já que a faixa de frequência de interesse estende-se até acima de 1 kHz. Para isto, os modelos dos esforços transmitidos através dos contatos requerem grande detalhamento. As tentativas de determinação destes esforços considerando folgas e impacto entre componentes móveis não possível devido a dificuldade de convergência do modelo.

O próximo capítulo descreve um modelo vibroacústico do compressor com o objetivo de analisar a radiação sonora gerada pelos esforços internos.

4 MODELO VIBRACIONAL

Neste capítulo é apresentado um modelo estrutural do compressor para avaliação de seu comportamento dinâmico. O modelo foi desenvolvido através do *software* comercial *Ansys Workbench*, que utiliza o Método dos Elementos Finitos para a solução do campo de deslocamentos resultante da aplicação das excitações externas. Este modelo é alimentado com as propriedades dos materiais de cada componente e validado experimentalmente através de medições de Funções Resposta em Frequência (FRF). Após a solução do problema dinâmico estrutural, a malha de elementos finitos e os modos de vibração são utilizados em um segundo modelo vibracústico para o cálculo da radiação sonora do compressor. Nesta análise foi utilizado o *software* comercial *Virtual.Lab*.

A malha estrutural do compressor foi gerada predominantemente por elementos sólidos de 10 nós, tetraédricos, com funções de forma quadráticas (SOLID187), de maneira que a dimensão máxima dos elementos não ultrapassassem 3,5mm, resultando num total de 340.392 elementos e 554.581 nós. Para unir os diferentes componentes do compressor foram utilizados elementos de contato para comportamento do tipo *bonded*. O contato entre dois objetos, de forma geral, é considerado uma não-linearidade, uma vez que a rigidez de interface pode variar repentinamente dependendo da aproximação entre os corpos. Entretanto, uma classe de problemas onde há apenas “contato de montagem” pode ser resolvida sem a consideração de não-linearidades. O contato do tipo *bonded* é um destes casos, em que duas superfícies são consideradas “coladas” durante todo o procedimento de análise. Para isto, considera-se que há uma elevada rigidez normal e tangencial entre os componentes, de valor fixo (determinado por procedimentos internos do programa), que os une permanentemente. O contato pode ser utilizado mesmo em malhas descontínuas. Foi necessária a criação de 83 contatos entre faces para garantir a união dos componentes, resultando em 27.468 elementos de contato.

Além de elementos sólidos, utilizados para a representação dos componentes, e de elementos de contato, foram utilizados elementos longitudinais de rigidez/amortecimento (COMBIN14) para a representação dos isoladores que sustentam toda a montagem. Os valores da rigidez e da constante de amortecimento foram obtidos experimentalmente por procedimentos internos da empresa parceira.

A malha estrutural do compressor *scroll* em estudo pode ser visualizada na Figura 30.

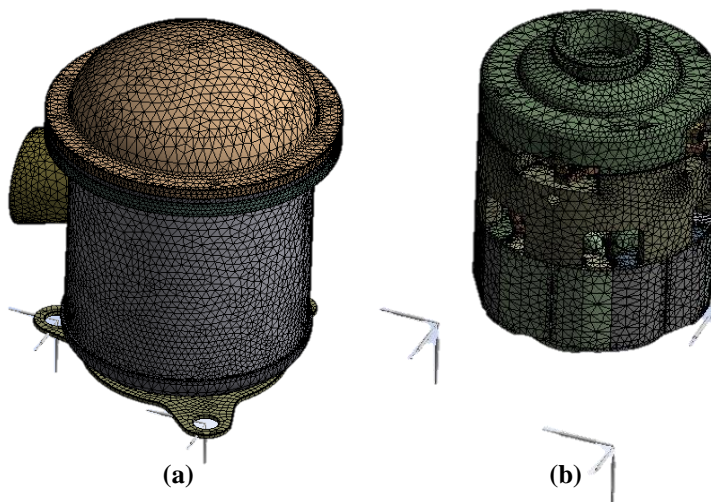


Figura 30 - Malha estrutural do compressor. Montagem completa (a) e componentes internos (b).

4.1 VALIDAÇÃO DOS COMPONENTES

Os modelos dos principais componentes foram validados separadamente através de comparações de espectros de Funções de Resposta em Frequência. As FRF experimentais foram obtidas através da impactação das peças suspensas por elementos flexíveis, onde o martelo de impacto adquire a força inserida na estrutura e um acelerômetro adquire a aceleração em outro ponto da peça. A razão da aceleração pela força aplicada no domínio da frequência é chamada de acelerância ($(m/s^2)/N$). Este experimento é repetido numericamente aplicando-se, ao modelo, uma força unitária no mesmo local da impactação. Desta forma, a aceleração resultante em determinado nó corresponde à acelerância. Uma vez que a densidade já tenha sido corrigida através do peso real da peça e do volume da geometria, o módulo de elasticidade do material é ajustado manualmente para a melhor representação da acelerância medida.

O anel de Oldham é fabricado em alumínio, tendo o módulo de elasticidade em 70 GPa. Entretanto, chegou-se a 67,5 GPa para melhor representação da aceleração. A malha e as curvas de comparação para um dado ponto são apresentadas na Figura 31.

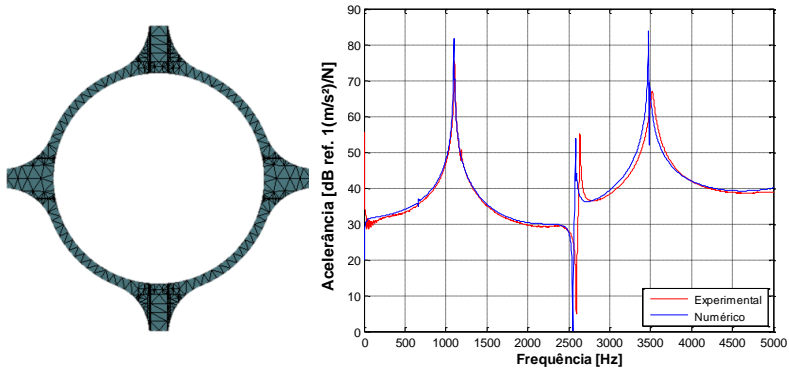


Figura 31 - Ajuste e validação do anel de Oldham.

Observa-se na Figura 32 a malha utilizada no modelo do eixo. O modelo do eixo, após o ajuste, apresentou o módulo de elasticidade de 155,5 GPa. O componente é fabricado em aço, assim como os demais apresentados. Nas Figura 33 e 34 são apresentados os modelos da tampa da carcaça e do bloco, atingindo módulo de elasticidade de 210,0 GPa e 145,8 GPa, respectivamente.

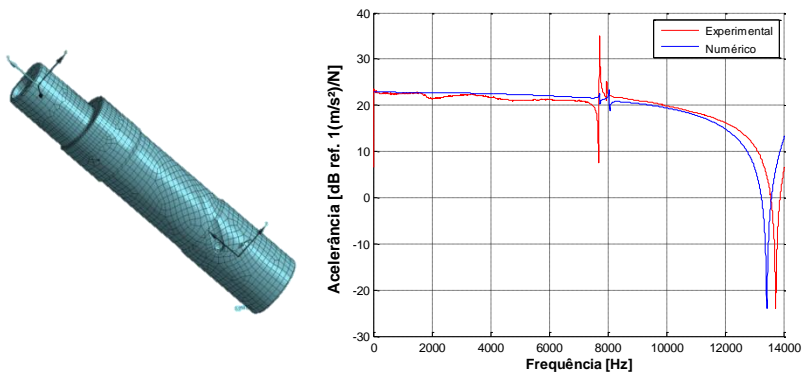


Figura 32 - Ajuste e validação do eixo.

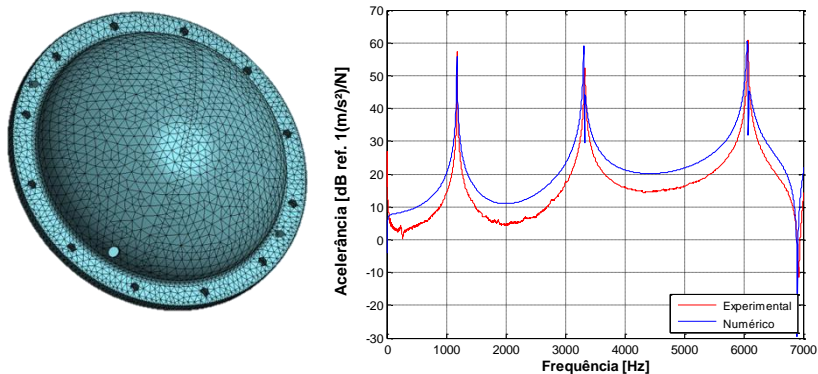


Figura 33 - Ajuste e validação da tampa da carcaça.

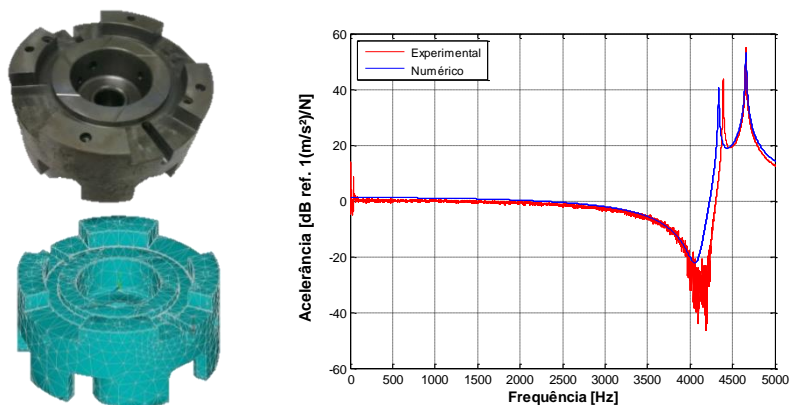


Figura 34 - Ajuste e validação do bloco.

O chapéu chinês é um componente de fixação, preso pela circunferência no flange da carcaça, sendo a espira fixa parafusada no centro do chapéu. O resultado da validação deste componente é apresentada na Figura 35, no qual o ajuste resultou em 196,6 GPa de módulo de elasticidade. Nas Figura 36 e 37 são apresentados os modelos da espira móvel e da espira fixa, atingindo 131,2 GPa e 137,0 GPa, respectivamente.

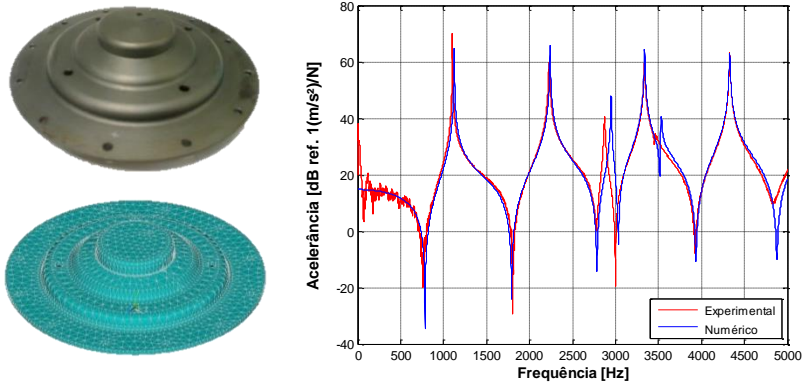


Figura 35 - Ajuste e validação do chapéu chinês.

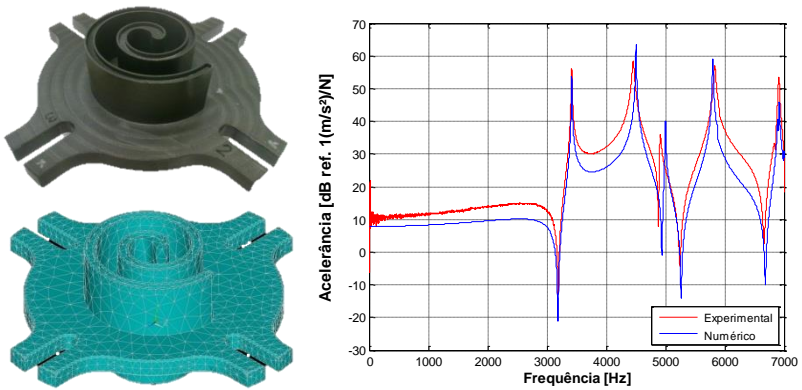


Figura 36 - Ajuste e validação da espira móvel.

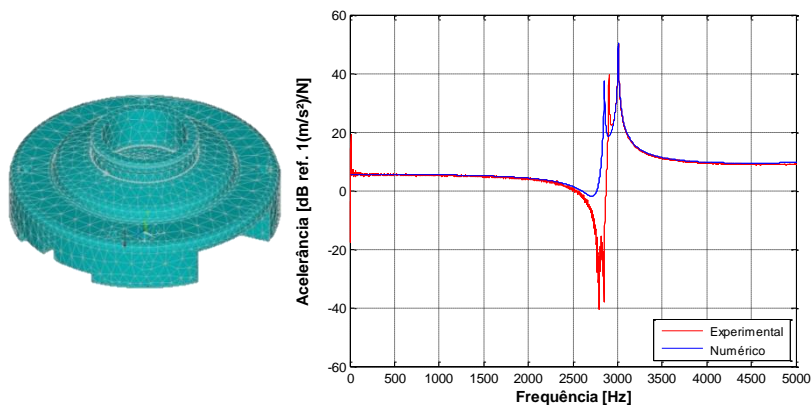


Figura 37- Ajuste e validação da espira fixa.

As propriedades obtidas e informações sobre a malha de cada componente são apresentadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades dos materiais e de malha dos principais componentes.

Componente	E [GPa]	Densidade [kg/m ³]	Elementos	Nós
Oldham	67,5	2700,0	7992	25983
Eixo	155,5	7060,0	12301	38406
Tampa	210,0	8080,0	25752	48473
Bloco	145,8	7268,2	18492	31682
Chapéu	196,6	7543,2	26043	50428
Espira Móvel	131,2	7187,2	13850	25555
Espira Fixa	137,0	7211,5	22611	40059

Por se tratar de um protótipo, as peças mencionadas são usinadas. Portanto, não se acredita que as variações reais dos valores de módulo de elasticidade dos materiais sejam tão acentuadas. Pequenas variações do módulo de elasticidade devem ser provenientes de imperfeições da geometria do modelo, como no caso dos componentes: Oldham e tampa. Os demais componentes que apresentaram grande variação do módulo de elasticidade deve-se a necessidade de um maior refinamento da malha, que se assim modelados aumentariam muito o custo computacional no caso da simulação do compressor completo.

Entretanto, percebe-se nas curvas de comparação de aceleração que o modelo com as propriedades ajustadas é representativo para cada peça.

As propriedades obtidas nesta seção são utilizadas no modelo do compressor completo, descrito na seção seguinte.

4.2 VALIDAÇÃO DO MODELO

Após ajustar os principais componentes, verificou-se o comportamento vibracional do modelo do compressor, com todos os componentes montados, conforme a malha ilustrada na Figura 30.

As conexões entre as partes desta estrutura se dá, na prática, por parafusos, interferências e mancalizações, que possuem características dinâmicas variáveis e de difícil obtenção analítica e experimental. Uma tentativa preliminar de se obter uma representação fiel destas uniões mostrou que o modelo se tornaria pouco robusto e de elevado custo computacional. De forma a simplificar a análise, e sabendo-se que este modelo tem por finalidade uma aproximação apenas inicial para o entendimento dos efeitos das forças de excitação sobre o ruído radiado, optou-se por utilizar conexões rígidas entre os componentes. Isto se dá, no modelo implementado no *Ansys Workbench*, através de elementos de contato, considerando-se a opção *bonded*.

A avaliação numérica foi realizada através do método da superposição modal. Uma análise modal do modelo do compressor foi realizada extraindo 100 modos, resultando em frequências modais de até 6,5 kHz. Considerou-se que a avaliação até esta frequência é suficiente para o objetivo do trabalho.

Um experimento foi realizado para comparar as FRF de transferência entre as diversas partes da estrutura, e um esquema do procedimento está mostrado na Figura 38. O compressor foi montado sobre isoladores, apoiados sobre uma base rígida, de forma semelhante à sua montagem prática. A excitação foi aplicada na carcaça devido à dificuldade de excitar componentes internos. Entretanto, acelerômetros foram fixados no interior do compressor. Um *shaker* excitou a lateral da carcaça com uma força aleatória randômica e a aceleração foi medida em pontos na lateral da carcaça, na tampa da carcaça, na espira fixa, no bloco e no estator. Utilizou-se uma célula de força, onde a força medida (N) é a referência das FRF ((m/s²)/N). Os pontos de medição estão destacados em vermelho na Figura 38. Uma fotografia com estes pontos é apresentada na Figura 39.

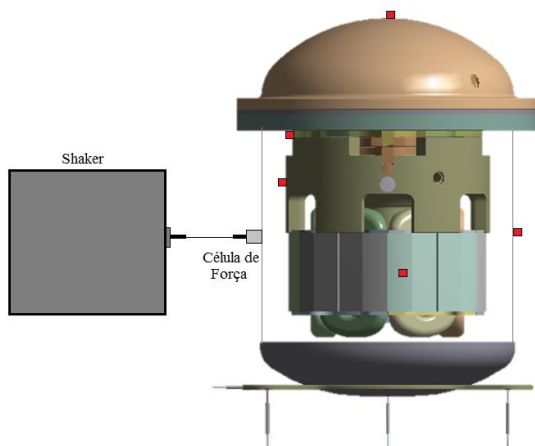


Figura 38 - Esquema do experimento de validação do modelo completo.

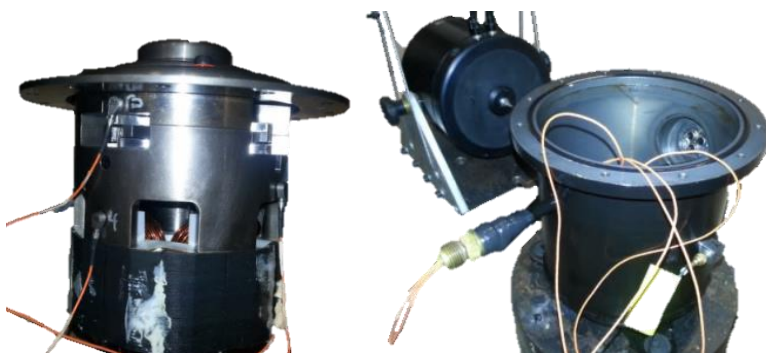


Figura 39 - Foto da montagem do experimento.

São apresentadas, na Figura 40, as comparações das acelerações numéricas e experimentais obtidas na carcaça, sendo um ponto localizado na tampa e outro no lado oposto ao da excitação, na lateral da carcaça. O primeiro pico evidente nas curvas numéricas encontra-se em 1000 Hz. Este está relacionado ao modo onde o *kit* (nome dado ao conjunto interno) está em movimento de pêndulo em relação à carcaça, como se pode observar na Figura 41. No experimento, este modo é observado em uma frequência mais baixa e mais amortecido devido ao

flangeamento da carcaça, resultando em 12 conexões parafusadas além do anel de vedação, que não foram representadas no modelo. Em 2250 Hz um modo da carcaça fica evidente em todas as comparações.

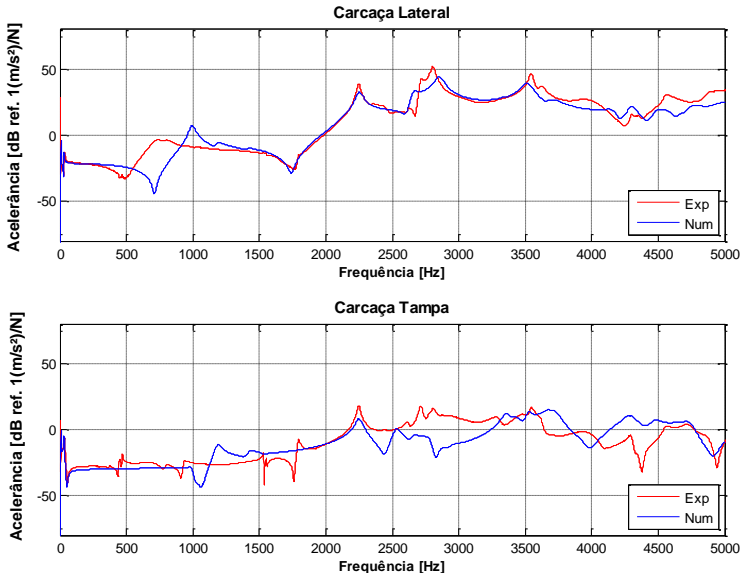


Figura 40 - Comparação entre aceleração numérica e experimental. Componentes externos.

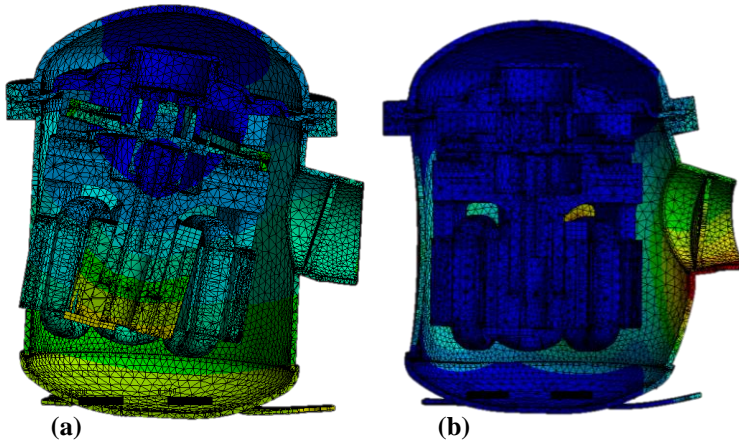


Figura 41 - Modos de vibração, 1000 Hz (a) e 2250 Hz (b).

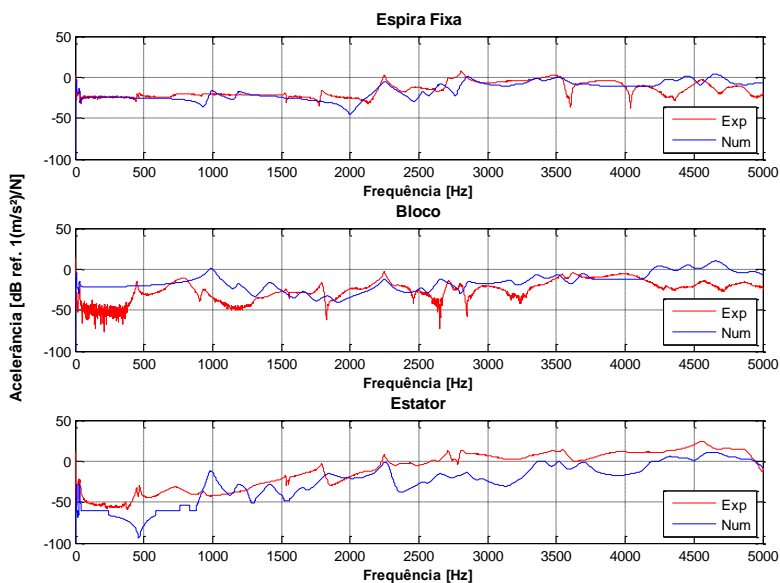


Figura 42 - Comparação entre aceleração numérica e experimental. Componentes internos.

São apresentadas, na Figura 42, as comparações das acelerações numéricas e experimentais obtidas na espira fixa, no bloco e no estator. Percebe-se boa concordância na espira fixa, justamente por esta estar imediatamente fixada ao chapéu que se prende à carcaça. Ao se afastar da fixação, outros modos internos do kit passam a ter influência na curva, dificultando a concordância em todo o espectro. O estator é o componente mais distante da excitação e por ser de difícil modelagem apresenta baixa concordância na comparação.

4.3 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Os parafusos não foram incluídos no modelo, as partes parafusadas foram unidas através de elementos de contato para consideração da conexão do tipo *bonded*. No entanto, existem cerca de 25 parafusos no compressor, essa soma de incertezas de representação do modelo resultando numa grande variação ao se avaliar FRF de

transferência entre a carcaça e componentes internos, mesmo que cada componente tenha sido validado individualmente.

O estator é composto por um conjunto de lâminas empilhadas, impregnadas de óleo e mantidas unidas através de parafusos que as fixam ao bloco. A modelagem deste componente é complexa e neste trabalho foram consideradas apenas as propriedades do material das lâminas do estator. Isto foi considerado tendo em vista a necessidade de reduzir o custo computacional e devido ao fato das excitações do campo eletromagnético serem maiores no plano das lâminas. Percebe-se, na Figura 42, que justamente no estator teve-se a pior concordância dos resultados.

Uma vez obtido o modelo estrutural do compressor, parte-se para a análise das excitações. O próximo capítulo é destinado à análise dos esforços para obtenção da radiação sonora.

5 ANÁLISE DAS EXCITAÇÕES

Este capítulo apresenta as principais excitações existentes no compressor *scroll*. Inicialmente, é apresentado um modelo eletromagnético em elementos finitos, com o objetivo de obter as forças eletromagnéticas atuantes nos dentes do estator. Em seguida, uma análise a respeito das pressões de compressão do gás é realizada de forma a avaliar a aplicação desta excitação em um modelo. Finalmente, o Capítulo 3 é revisitado para a verificação das excitações oriundas do comportamento dinâmico das partes móveis.

De posse destas informações, o modelo vibroacústico onde são aplicadas as excitações é apresentado. Por fim, são realizadas as análises das excitações no ruído radiado.

5.1 MODELO ELETROMAGNÉTICO

O motor elétrico do compressor Scroll, aqui analisado, é do tipo síncrono trifásico com ímãs permanentes no rotor (PM – *permanent-magnet*). Este apresenta seis *slots* e quatro polos, ou seja, o motor tem seis bobinas envolvendo cada um dos seis dentes do estator e quatro polos magnéticos no rotor. O estator é a parte fixa e externa do motor constituída de chapas de aço laminadas e com alimentação trifásica, defasadas de 120°. As características do motor elétrico são apresentadas através de um esquema na Figura 43. Devido à ação dos enrolamentos (bobinas) é formado um campo magnético girante, enquanto no rotor forma-se o campo magnético contínuo e estático (DIAS, *et al.*, 2005).

O motor elétrico mais comum em compressores de refrigeração doméstica é de indução. A diferença entre o motor de indução e de ímãs permanentes se dá pela forma de magnetização do rotor. Enquanto, o motor PM contém o material magnético permanente, no motor de indução a corrente é induzida no rotor através do campo formado no estator. Uma das vantagens da utilização do motor de ímã permanente é a melhor relação torque/volume (Nasar, 1987).

O ímã utilizado neste caso é do tipo terras raras (super ímã), tendo como composição a liga magnética neodímio-ferro-boro, ou NdFeB. As propriedades magnéticas do material aplicado ao compressor e que são necessárias para a simulação, são apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5- Propriedades magnéticas do material.

Material	Indução Remanente, B_r [T]	Coercividade Intrínseca, H_{cj} [A/m]
NdFeB Neomax-32EH	1,15	2,387E+6

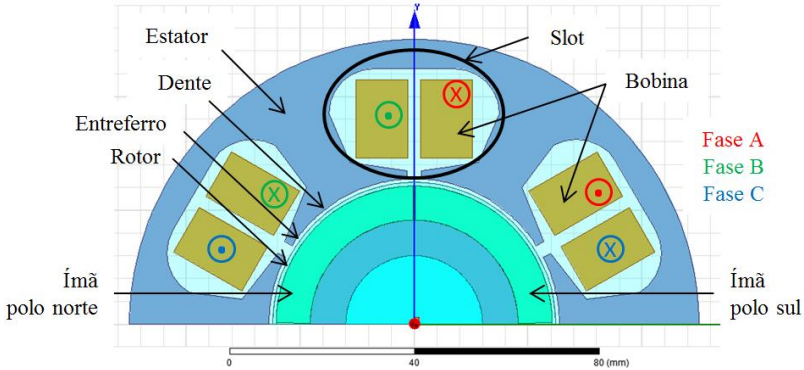


Figura 43 - Esquema do modelo do motor elétrico.

O modelo eletromagnético foi criado no software *Ansys Maxwell*, onde as equações de Maxwell são resolvidas através do método de elementos finitos. Normalmente, este método é utilizado em eletromagnetismo para o cálculo e a análise de grandezas, tais como intensidade de campo magnético, densidade de fluxo elétrico, densidade de fluxo magnético, potencial magnético, torque eletromagnético, indutâncias, resistências, potência elétrica e energia (Juliani, 2007).

O objetivo de utilizar este modelo é de se obter a densidade do campo magnético (B) no entreferro, através do tensor de Maxwell. O entreferro é o espaço de ar (*air gap*) situado entre o estator e o rotor. Uma linha é inserida no modelo nesta região e esta propriedade obtida ao longo dela. A relação entre a densidade do campo magnético e a tensão magnética é dada, segundo GIERAS, WANG e LAI (2006), através da equação:

$$\begin{aligned}\sigma_R(l, t) &= \frac{1}{2\mu_0} \left(B_R^2(l, t) - B_T^2(l, t) \right) \\ \sigma_T(l, t) &= \frac{1}{\mu_0} B_R(l, t) B_T(l, t)\end{aligned}\quad (5.1)$$

onde l é direção ao longo da linha, σ_R é a tensão radial, σ_T é a tensão tangencial, μ_0 é a permeabilidade do ar, B_R e B_T é a densidade de fluxo, ou indutância, nas direções radial e tangencial, respectivamente.

A distribuição da densidade de fluxo magnético nas posições angulares do rotor 0° , 18° e 36° , ao longo do motor elétrico pode ser observada na Figura 44 (lado esquerdo). Ao lado direito é apresentada a distribuição da densidade de fluxo magnético ao longo do entreferro, cujos valores são aplicados à Equação (5.1).

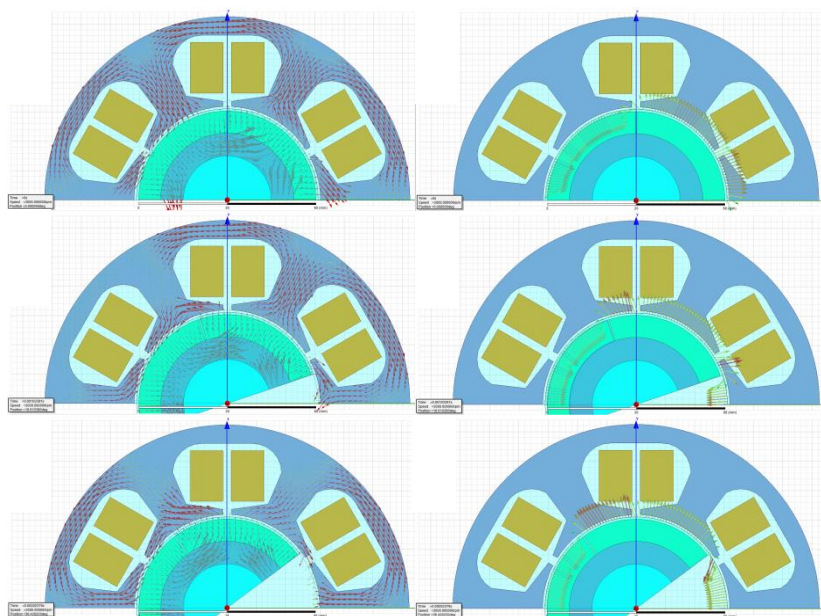


Figura 44 - Densidade de fluxo magnético nas posições angulares de 0° , 18° e 36° .

De forma a simplificar a aplicação desta excitação no modelo vibroacústico, foi considerada uma média espacial desta propriedade ao longo do dente. Desta forma, passa-se da Equação (5.1) para a Equação (5.2):

$$\begin{aligned}\sigma_{DR}(t) &= \frac{1}{2\mu_0} \left(\overline{B_R^2}(t) - \overline{B_T^2}(t) \right) \\ \sigma_{DT}(t) &= \frac{1}{\mu_0} \overline{B_R}(t) \overline{B_T}(t)\end{aligned}\tag{5.2}$$

onde σ_D é a tensão magnética atuante no dente.

As tensões médias obtidas para um dente em função do tempo são observadas na Figura 45, para uma análise de 10 ciclos. As variações ao longo do ciclo estão mostradas na Figura 46. Como foi imposta a rotação ao rotor de 3000 rpm, o período do ciclo é de 20 ms. Percebem-se quatro oscilações idênticas ao longo de um ciclo. Isso se deve ao fato de existirem quatro polos magnéticos no rotor. Mesmo quando a polaridade está invertida (Norte-Sul / Sul-Norte) a oscilação da tensão magnética é idêntica, pois na Equação (5.1) os termos de densidade de fluxo magnético são de segunda ordem. Este fato resultará em uma forte componente em 200 Hz ao se analisar o espectro (Figura 47).

Devido às simetrias assumidas no modelo, tanto geométricas quanto em relação ao eixo de rotação, as tensões atuantes em cada um dos dentes são iguais, mudando apenas o tempo em que ocorrem. Assim, ao analisar os espectros, estes terão mesma magnitude, mudando apenas a fase entre eles. O tempo de atraso da tensão resultante em um dente com o dente vizinho é de um sexto (número de dentes) do período do ciclo (20 ms).

Aplicou-se uma janela tipo *hanning* na curva de tensão com intervalo de tempo 1 ms e tempo total de 400 ms. Ao aplicar a Transformada de Fourier, foi obtida a tensão no domínio da frequência em intervalos de 2,5 Hz até 5 kHz. A área do dente do estator é de aproximadamente 15 cm², e o espectro de força eletromagnética atuante em um dente é apresentado na Figura 48.

Um método proposto por Kako *et al.* (1993) prevê a utilização de bobinas de detecção de fluxo magnético ao longo dos dentes do estator, o que tornaria possível a validação experimental das forças magnéticas obtidas na simulação. Devido às restrições de tempo deste trabalho esta validação não pode ser realizada. Entretanto, encontra-se outros trabalhos na literatura onde as forças obtidas são, de mesma ordem de grandeza. Islam (2010) apresenta a tensão magnética radial, ao longo de um dente, obtida analiticamente, para um motor elétrico de ímã permanente de 9 slots e 6 polos (Figura 48). Percebe-se que as oscilações variam de zero a 3,5E5 N/m², enquanto a tensão aqui

analisada é de $2,5E5$ N/m², aproximadamente. Percebe-se também o mesmo efeito do número de oscilações ao longo do ciclo devido ao número de polos.

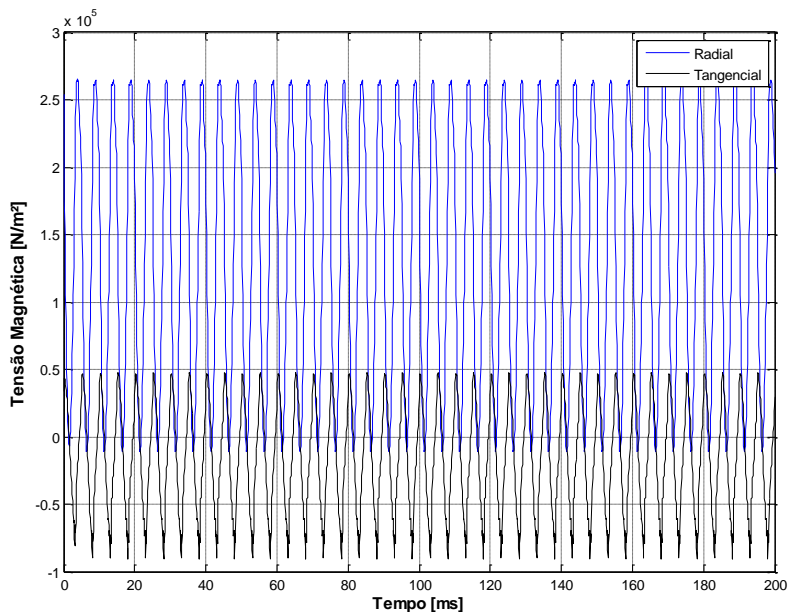


Figura 45 - Tensão magnética média ao longo do dente. Dez ciclos.

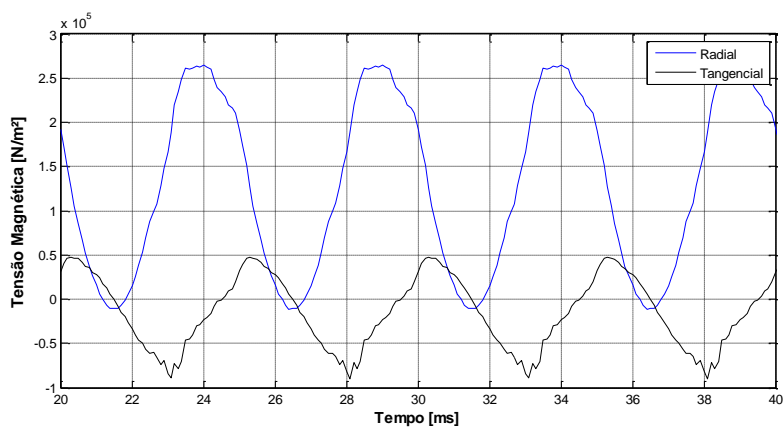


Figura 46 - Tensão magnética média ao longo do dente. Um ciclo.

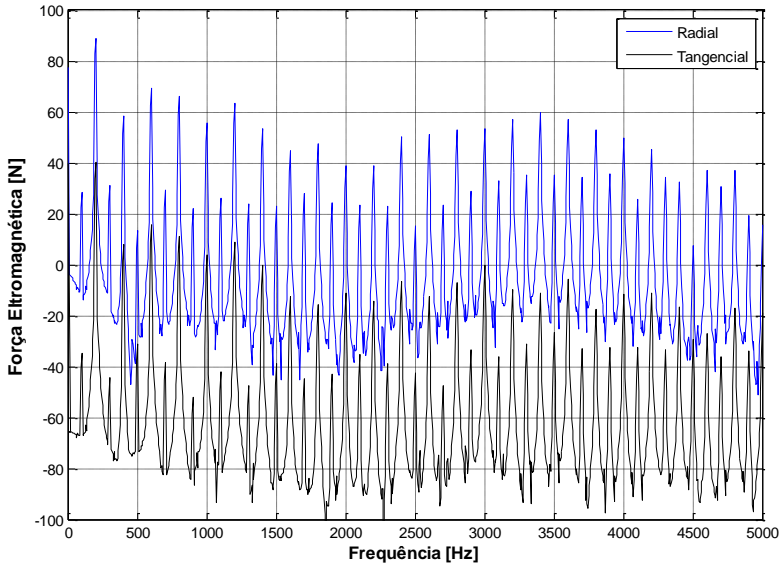


Figura 47 - Força eletromagnética no domínio da frequência.

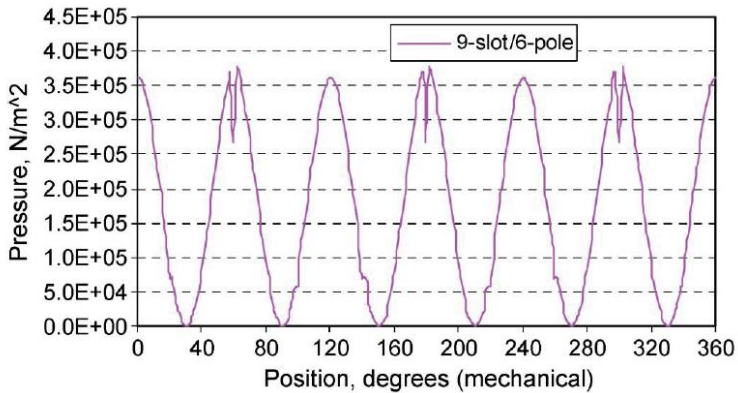


Figura 48 - Tensão magnética radial para um motor elétrico PM de 9 slots e 6 polos.

Fonte: (ISLAM, 2010).

5.2 FORÇA DE COMPRESSÃO DO GÁS

Devido à pressão no interior das câmaras de compressão, a excitação deveria ser aplicada distribuída ao longo das paredes. Dugast (2008) aplicou as forças desta forma, utilizando dados experimentais obtidos através de transdutores de pressão alojados em diferentes câmaras e concluiu que até 1 kHz esta excitação juntamente com os esforços nos mancais representam bem a radiação do ruído.

Morishita (1988) calculou estas forças a partir das reduções dos volumes das câmaras de forma concentrada no centro de massa da espira móvel. Assim, obteve valores da ordem de 1 kN, sendo a componente axial de maior amplitude, seguido da tangencial e por fim a radial (Figura 12a, capítulo 2).

Neste trabalho as forças de compressão do gás foram aplicadas de forma concentrada em um único ponto, no centro de massa da espira móvel. As aplicações destas forças no modelo numérico são mencionadas na seção 5.4.1. Esta simplificação pode acarretar na subestimação do ruído gerado pela compressão do gás. Para uma análise mais completa estes fatores devem ser considerados. Tanto a simulação mais precisa, em CFD, ou a instrumentação adequada do compressor são de custo relativamente alto.

Ao comparar as curvas fornecidas pela empresa colaboradora (Figura 23, Capítulo 3) com as calculadas por Morishita (1988) apresentadas na Figura 12 do Capítulo 2, percebem-se dois pontos importantes. Primeiramente, a inversão da ordem das maiores componentes. A componente radial da curva aqui utilizada é a mais significativa. Esta inversão pode ser devido às proporções de altura da espira e a forma da evolvente (espira) serem diferentes. Outro ponto é a ordem de grandeza diferente. Percebe-se que a força aqui aplicada é em torno de 10 vezes menor. Este fato também pode estar relacionado às diferenças geométricas das espiras e/ou o fluido utilizado em cada caso.

Outra simplificação significativa é o fato de a válvula de descarga não ter sido considerada no cálculo destas forças, o que tornaria estas com maior amplitude e maiores componentes na frequência.

5.3 FORÇAS DE INÉRCIA

As forças de inércia são acrescentadas ao modelo vibroacústico como excitação da análise harmônica. Os valores aqui aplicados serão os obtidos no Capítulo 3 com o compressor operando em vazio, ou seja, sem a adição da força de compressão do gás. Estas forças são de baixa amplitude e concentradas na frequência de rotação. Se mais uma vez forem comparadas com as forças nos encaixes obtidas por Morishita (Figura 12b) percebe-se a diferença na ordem de grandeza. Isto se deve ao fato de Morishita considerar o atrito em suas análises ou também pelos fatos citados anteriormente, como as diferenças geométricas e o tipo de fluido.

5.4 MODELO VIBROACÚSTICO

As excitações obtidas nos tópicos anteriores são, agora, aplicadas a um modelo vibroacústico a fim calcular a potência sonora radiada da carcaça do compressor. Aqui serão analisadas as contribuições destas forças na radiação sonora e será realizada uma comparação da potência sonora obtida numericamente com o resultado experimental.

O modelo vibroacústico é desenvolvido no software *LMS Virtual.Lab*, que possui um pacote especializado para a solução de problemas de radiação sonora, e tem fácil interação com outras plataformas de análise numérica. Conforme citado anteriormente, as frequências modais, formas modais e malha são realizadas no software *Ansys Workbench* e, posteriormente, importadas no *Virtual.Lab*. Aplica-se então as forças nos respectivos nós das regiões excitadas e, através da superposição modal, os deslocamentos nos nós externos da carcaça são calculados para a faixa de frequências de interesse. Uma malha acústica, menos refinada, é gerada através do envelope do compressor, onde ocorre a transferência de deslocamentos da malha estrutural para a malha acústica. Por fim, a potência sonora é calculada pelo Método dos Elementos de Contorno (BEM) direto. Estas etapas são descritas nos tópicos seguintes.

5.4.1 Aplicação dos esforços

Dois casos serão aqui analisados, o primeiro (A) com as forças obtidas no capítulo 3 e o segundo (B) com a adição das forças magnéticas obtidas no início do capítulo.

No caso A são consideradas as forças de inércia, quando o compressor é simulado em vazio, cujos espectros de forças são mostrados nas Figuras 24, 25 e 26 na cor azul. Estas forças são aplicadas nos mancais (bloco/eixo) e nos encaixes dos anéis de Oldham com o bloco e com a espira fixa. As forças de inércia são de baixa ordem de grandeza e concentradas na frequência de rotação do motor (50 Hz). Por este motivo a análise do nível de potência sonora é realizada juntamente com a compressão do gás, aplicada no centro de massa da espira móvel e a força de reação na espira fixa. Os nós de aplicação das forças são destacados em rosa na vista superior em corte da Figura 49. As forças nos encaixes dos anéis de Oldham foram distribuídas em 16 nós, a força de compressão do gás foi aplicada em um grupo de 6 nós, tanto na espira móvel quanto na fixa.

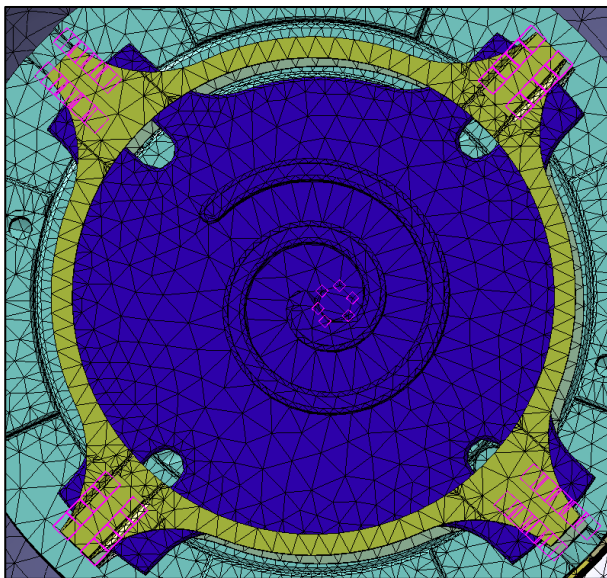


Figura 49 - Nós de aplicação de força do caso A.

No caso B é inserido ao caso A as forças magnéticas atuantes nos dentes do estator e as forças reação no rotor. A força atuante no dente

foi distribuída nos nós da face do dente. Os nós de aplicação destas forças, aproximadamente 30 nós por dente, são destacados em rosa nas Figuras 50 e 51, vistas em corte superior e lateral, respectivamente. Os espectros de força aplicados são os apresentados anteriormente na Figura 47, tanto na componente radial quanto tangencial.

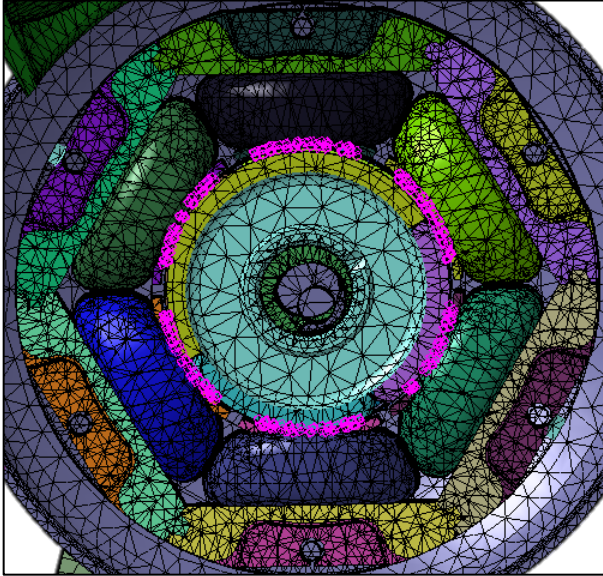


Figura 50 - Nós de aplicação de força do caso B. Vista superior.

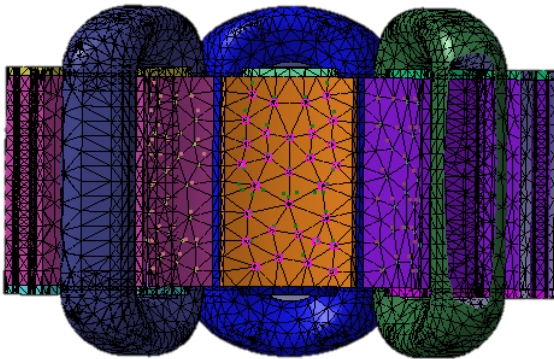


Figura 51 - Nós de aplicação de força do caso B. Vista lateral.

5.4.2 Malha acústica

A malha acústica gerada no contorno da carcaça é constituída de 3.429 elementos de casca quadrangular de quatro nós, onde são inseridas as propriedades do ar. Os dados de deslocamento nos nós externos da malha estrutural, obtidos através da resposta forçada via superposição modal, são transferidas para a malha acústica através de uma ferramenta do *Virtual.Lab* chamada *Meshing Map*. Esta ferramenta tem como objetivo transferir os dados dos nós de uma malha fonte (estrutural) para uma malha alvo (acústica) e foi utilizada de forma que cada nó da malha acústica fosse influenciado por quatro nós da malha estrutural, sendo que cada nó influenciador tem uma ponderação inversamente proporcional à distância do nó acústico. As malhas estrutural e acústica podem ser observadas na Figura 52.

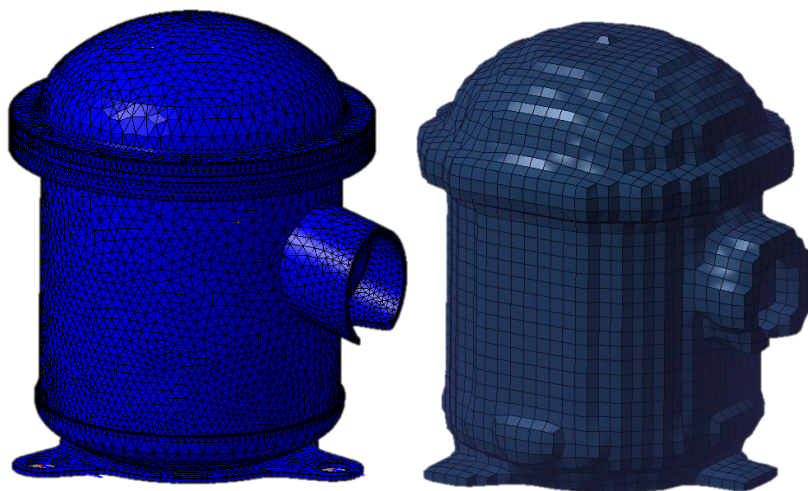


Figura 52 – Malha estrutural (esquerda) e malha acústica (direita).

A potência sonora é obtida através do método BEM direto, onde são necessárias as velocidades normais e as pressões de superfície do contorno. Tendo as velocidades, as pressões são calculadas a partir da Integral de Kirchoff-Helmholtz (IKH). Os resultados desta simulação são apresentados no item 5.6.

5.5 POTÊNCIA SONORA EXPERIMENTAL

Esta seção tem como objetivo explicar o procedimento de determinação experimental da potência sonora do compressor em funcionamento. Foram ensaiados quatro protótipos de mesmo modelo do aqui analisado, sendo estes postos em funcionamento nas seguintes condições de operação:

Tabela 6 - Condições de operação.

Local	Temperatura	Pressão [Bar]
Evaporação / Sucção	14°	7,1
Condensação / Descarga	38°	13,1
Entrada	25°	

O compressor instrumentado foi posicionado numa câmara reverberante, mostrado na Figura 53. Ao serem estabilizadas as condições indicadas na Tabela 6, foram iniciadas as medições. A determinação foi realizada pelo método da comparação, usa-se uma fonte de referência (aerodinâmica), cuja potência sonora é conhecida e informada pelo fabricante. A pressão sonora média espacial foi adquirida através de um *rotating boom*. Duas aquisições foram realizadas, uma com o compressor operando e outra com apenas a fonte de referência. Com estes dois dados e a potência sonora da fonte de referência foi calculada a potência sonora do compressor, conforme a Equação (5.3):

$$NWS_F = NPS_F - NPS_{FR} + NWS_{FR} \quad (5.3)$$

onde NWS_F é o nível de potência sonora do objeto a ser medido, NWS_{FR} é o nível de potência sonora da fonte de referência, NPS_F é o nível de pressão sonora do objeto e NPS_{FR} é o nível de pressão sonora da fonte de referência.

Os valores de NWS , em terço de oitava, obtidos experimentalmente para os quatro protótipos são apresentados na Figura 54, assim como a média deles (linha na cor preta). Observa-se uma variação considerável entre as amostras, chegando a 16 dB na banda de 4 kHz. Entretanto, não foi possível obter mais amostras para uma melhor representatividade. Para fins de comparação serão usados os valores máximos, mínimos e o valor médio destes quatro protótipos.



Figura 53 - Medição de NWS, em câmara reverberante, com o compressor em operação.

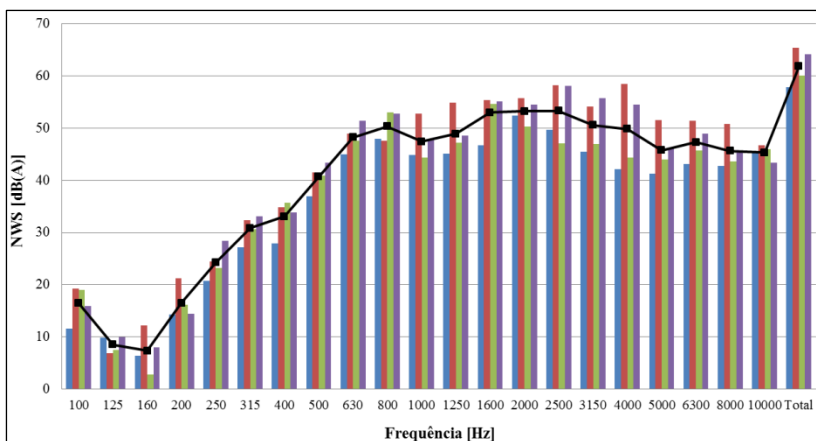


Figura 54 - Nível de potência sonora experimental de quatro compressores, valores em dB(A).

5.6 COMPARAÇÃO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL

Separou-se a análise em dois casos, conforme comentado anteriormente. O Caso A, corresponde à análise com as forças de inércia e compressão do gás. Foram comparadas as respostas de aceleração na direção axial em um ponto da tampa da carcaça. É mostrado na Figura 55 o espectro de aceleração numérica e experimental de 0 a 5 kHz. O mesmo espectro é apresentado com as faixas de frequência separadas em 1,6 kHz para facilitar a diferenciação entre a frequência fundamental e suas harmônicas (Figura 56).

Percebe-se que no Caso A, as fontes não são suficientes ao ponto de excitar a carcaça aos mesmos níveis que são excitadas em operação normal. Conseqüentemente o nível de potência sonora numérica do Caso A apresentará valores inferiores aos medidos.

Apesar de a aceleração apresentar fortemente a característica de resposta forçada, os modos do compressor são evidentes ao observar os valores inferiores da curva. Outro fator importante é que mesmo considerando as forças de inércia que são de baixa frequência, a representação não foi suficiente para excitar a estrutura como visto na parte experimental.

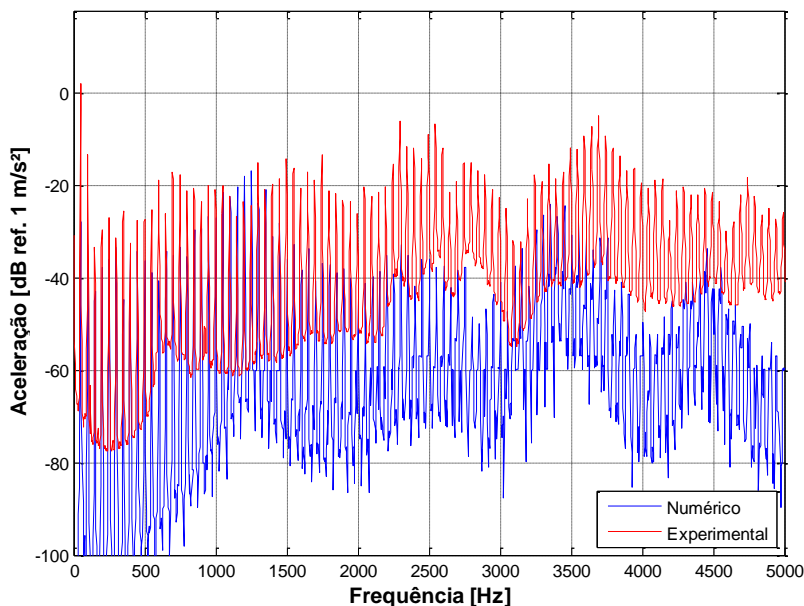


Figura 55 - Aceleração na carcaça. Caso A. 0 - 5 kHz.

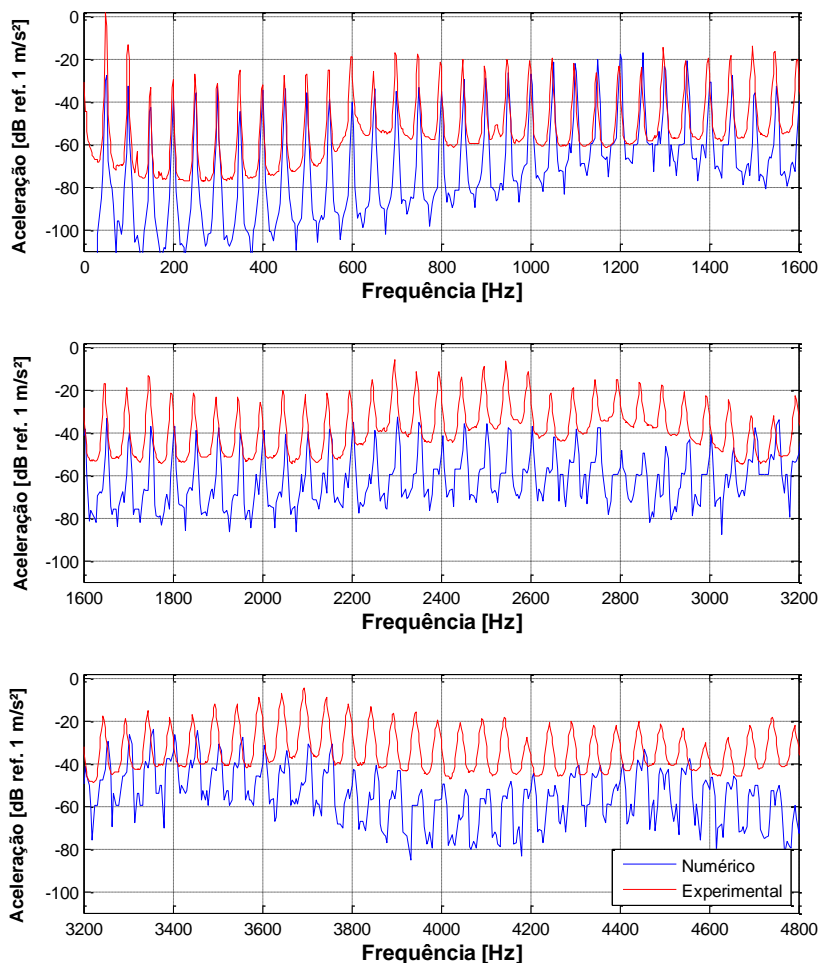


Figura 56 - Aceleração na carcaça. Caso A. 0 – 1,6; 1,6 – 3,2; 3,2 – 4,8 kHz.

Observa-se na Figura 56 que a partir de 1,6 kHz a aceleração numérica se distancia bastante da amplitude do resultado experimental, variando entre 20 e 40 dB. Lembra-se que tanto as forças de inércia quanto as forças de compressão do gás sofreram simplificações que necessitariam de validações individuais. Neste trabalho as validações das excitações são realizadas simultaneamente, dificultando a distinção entre elas.

A seguir será considerado o Caso B, onde são consideradas no modelo numérico as forças de origem eletromagnética. Todas as considerações avaliadas são aplicadas ao modelo, sendo elas: as forças de inércia, a força de compressão do gás e as forças eletromagnéticas com as respectivas forças de reação.

Novamente, são comparadas as acelerações na direção axial na tampa da carcaça. A Figura 57 o espectros de aceleração numérica e experimental de 0 a 5 kHz. O mesmo espectro é apresentado com as faixas de frequência separadas em 1,6 kHz (Figura 58). Percebe-se que nesta análise, Caso B, a ordem de grandeza da amplitude de vibração na carcaça é similar ao experimental.

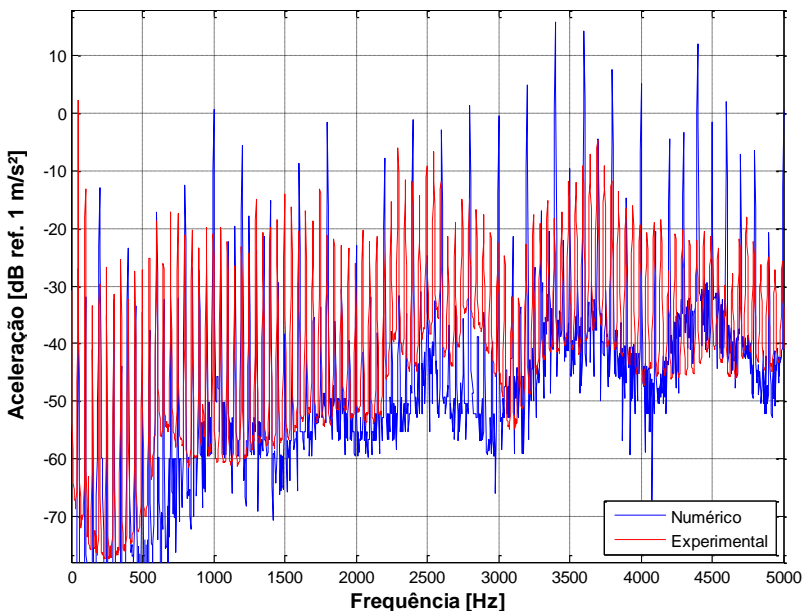


Figura 57- Aceleração na carcaça. Caso B. 0 – 5 kHz.

Quando analisada a força eletromagnética (Figura 47), percebe-se a excitação a cada 100 Hz sendo as componentes a cada 200 Hz de maior amplitude. Estas forças são destacadas durante todo o espectro (até 5 kHz), enquanto as forças de compressão do gás que apresentam componentes a cada 50 Hz podem ser observadas até 3,5 kHz.

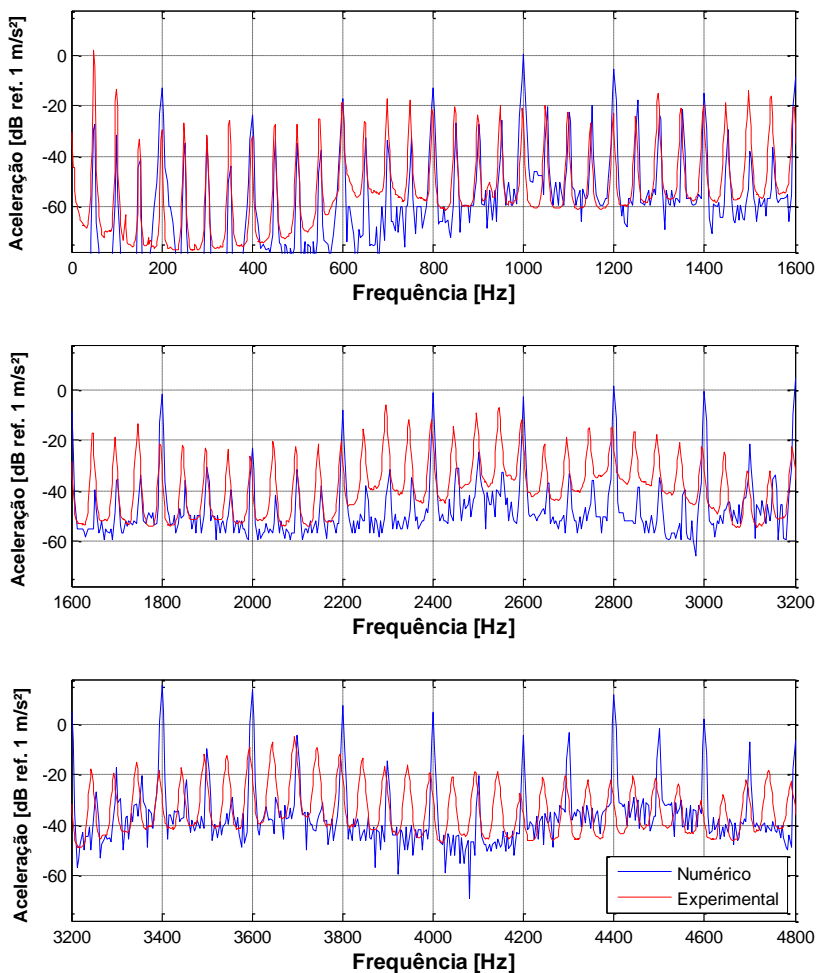


Figura 58 - Aceleração na carcaça. Caso B. 0 – 1,6; 1,6 – 3,2; 3,2 – 4,8 kHz.

As acelerações apresentadas acima referem-se a um único ponto. No entanto, para o cálculo da potência sonora toda a área externa da carcaça é utilizada. São apresentados na Figura 59, os níveis de potência sonora em bandas de terço de oitava, obtidos no Caso A, Caso B e experimentalmente. A curva de ponderação A foi aplicada a estes resultados. As barras vermelhas representam a média dos quatro protótipos, os valores máximos e mínimos destes protótipos foram representados por um traço em cor preta. O Caso A é representado na

cor cinza e o Caso B em azul. Percebe-se que apesar da representação das forças de inércia, os resultados do modelo numérico não apresentam boa concordância nas bandas de 100, 125 e 160 Hz. Devido à forte componente encontrada em 200 Hz e suas harmônicas no motor elétrico o ruído radiado também é elevado nessas bandas, chegando a sobressair ao resultado experimental. Outra banda fortemente superestimada é a de 1 kHz que além de conter uma componente de 200 Hz do motor elétrico, apresenta os primeiros modos do kit do compressor (Figura 41, Capítulo 4), este modo foi observado experimentalmente em frequência mais baixa, conforme mencionado na seção 4.2.

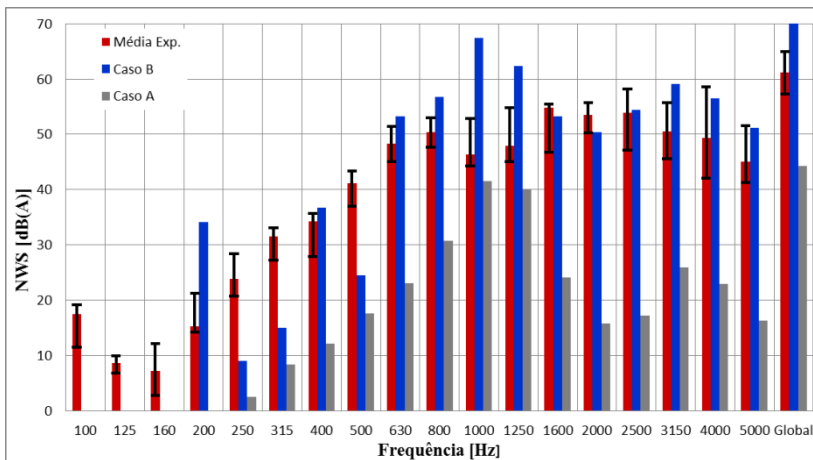


Figura 59 - Comparação do Nível de Potência Sonora.

Uma possibilidade de as forças eletromagnéticas serem tão significativas é devido à forma de montagem do compressor. O compressor é flangeado com a carcaça e o kit. O kit fica “em balanço” pelo flange, as forças de compressão de gás e dos momentos de inércia são aplicadas nesta altura, sendo esta região mais rígida quando comparada ao estator que é o último componente parafusado ao kit. Isto pode explicar o motivo das forças eletromagnéticas serem mais relevantes que as de compressão do gás. Entretanto, estas chegam a ultrapassar os valores experimentais, principalmente nas componentes em 200 Hz. Uma análise mais criteriosa seria necessária nas propriedades magnéticas do ímã do rotor.

5.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO

Um modelo eletromagnético foi criado para se obter a densidade do fluxo ao longo do motor elétrico, permitindo assim o cálculo da força magnética atuante nos dentes do estator e, conseqüentemente, a reação no rotor. A componente radial desta força é a mais intensa, enquanto a tangencial, responsável pelo torque no rotor, possui menor intensidade. Ambas foram aplicadas no modelo vibroacústico (Caso B). Apesar de não terem sido validadas diretamente, apresentam concordância razoavelmente boa com os resultados encontrados na literatura.

Os resultados experimentais de potência sonora divergem significativamente entre as amostras, as diferenças entre máximo e mínimo chegam a 16 dB na banda de 4 kHz. Por se tratar de protótipos, pequenas diferenças na fabricação ou montagem podem acusar grande variabilidade no ruído radiado. Apesar de o resultado numérico ter sido comparado com os valores máximos e mínimos de quatro compressores, estas amostras são insuficientes para uma análise estatística.

O NWS simulado para o Caso B resulta em 70 dB(A) de nível global, sendo 9 dB acima da média dos protótipos. Entretanto, ao verificar essa comparação ao longo das bandas de frequência, as diferenças estão entre aproximadamente 3 a 20 dB, tanto acima quanto abaixo da média experimental. O Caso A mostrou-se muito abaixo do Caso B, indicando claramente a significância das forças eletromagnéticas. O NWS global do Caso A é de 44 dB(A), sendo 17 dB abaixo do valor médio experimental.

6 CONCLUSÕES

Este trabalho teve como objetivo geral avaliar, quantificar e representar em um modelo vibroacústico os esforços dinâmicos atuantes em um compressor *scroll*. A revisão bibliográfica deste tema mostrou vários trabalhos focados na identificação das fontes de ruído. Entretanto, apenas um trabalho de simulação do compressor completo aplicando fontes de excitação para a análise do ruído radiado foi encontrado na literatura.

As forças de inércia foram representadas por forças de restrição cinemática atuantes nos encaixes dos anéis de Oldham e nos mancais, calculadas através de um modelo de corpos rígidos no software *Ansys Workbench*. Entretanto, estas forças não representam o contato entre essas partes, os contatos reais apresentam folgas, óleo e atrito. Logo, ao não considerar estes fenômenos, os espectros obtidos são de baixa amplitude e concentrados na frequência de rotação. No entanto, este mesmo modelo foi utilizado para realizar o balanceamento do compressor. As massas dos contrapesos obtidas convergem para o balanceamento analítico e, apesar de não apresentado neste trabalho, confirmam com testes experimentais realizados.

As forças de compressão do gás, embora encontradas analiticamente na literatura, foram aplicadas as fornecidas pela empresa participante. Estas forças foram calculadas através de uma plataforma interna. As forças são de alta amplitude e tendem a ser ainda maiores se considerados os efeitos de válvula.

Um modelo estrutural do compressor foi desenvolvido em FEM. Grande parte dos componentes foi previamente validada por ajuste de curvas de FRF, tendo os componentes apresentado grande concordância com os resultados experimentais. Entretanto, o modelo numérico completo apresenta divergências do experimental devido às simplificações realizadas nas uniões dos componentes. As conexões por parafusos, tanto no flange quanto na fixação do estator ao bloco, foram representadas por elementos de contato tipo *bonded*.

Um modelo eletromagnético foi desenvolvido no software *Ansys Maxwell*. O modelo permite calcular a densidade de fluxo magnético ao longo do motor. Esta propriedade obtida no entreferro é utilizada para calcular as tensões magnéticas atuantes nos dentes do estator através das equações de Maxwell. As forças encontradas são de grande amplitude e distribuídas ao longo do espectro. A componente de 200 Hz apresentou-

se mais acentuada que as demais. Esta componente, juntamente com suas harmônicas, refere-se à frequência de rotação do rotor com quatro polos.

O nível de potência sonora foi obtido através de um modelo vibroacústico no software *Virtual.Lab*. Dois casos foram analisados, um com três fontes mencionadas e outro sem o motor elétrico, onde as forças magnéticas se mostraram mais significantes que a compressão do gás. Ao considerar as forças eletromagnéticas, o NWS global passa de 44 dB(A) para 70 dB(A), ou seja, apresentou uma diferença de 26 dB. O NWS experimental foi obtido de quatro amostras, as diferenças entre amostras chegam a 16 dB na banda de 4 kHz. A comparação entre o modelo numérico e o experimental mostrou valores numéricos superestimados em 20 dB nas bandas de 200 Hz e 1000 Hz. Acredita-se que a componente de 200 Hz proveniente do motor elétrico esteja superestimada. Para isso, seria necessária uma melhor avaliação do ímã do rotor. A banda de 1000 Hz elevada, no modelo numérico, deve-se aos modos do kit em balanço, uma vez que se representadas às conexões com parafusos estes modos tendem a baixar.

O modelo numérico apresenta simplificações, as quais foram consideradas devido à necessidade de redução do tempo de processamento e de informações mais precisas do modelo físico. A representação dos esforços nos contatos necessita ser melhorado. A grande diferença entre os níveis de potência sonora dos protótipos testados indica a importância das dimensões e folgas controladas, e a consequente correta representação dos esforços transmitidos entre componentes.

O estator foi representado também de forma simplificada, não sendo consideradas suas propriedades ortotrópicas reais devido à limitação de protótipos disponíveis para a realização deste trabalho.

Os esforços resultantes da compressão do gás foram aplicados concentrados, enquanto que o carregamento dinâmico real está distribuído ao longo das espiras.

Estas simplificações são consideradas as mais importantes e principais responsáveis pela divergência entre os resultados numéricos e experimentais.

Apesar do modelo numérico não representar fielmente, este ainda pode ser utilizado como estimativa no ruído radiado a partir de alterações de projeto.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se para trabalhos futuros neste tema, uma melhor representação da compressão do gás. Sendo esta representação pela aquisição dos níveis de pressão dentro das câmaras, através de transdutores de pressão, ou por simulação em CFD, obtendo a distribuição da pressão nas paredes das espiras.

A consideração do fluido no interior do compressor no modelo vibroacústico permitirá a identificação de modos acústicos de cavidade.

Uma melhor representação das conexões por parafuso e a modelagem do estator com propriedades ortotrópicas, diminuirão consideravelmente as dúvidas em relação ao modelo numérico estrutural.

Sugere-se também, o uso de transdutores para captação de fluxo magnético, a fim de medir experimentalmente a densidade de fluxo no entreferro.

Outras fontes de excitação podem ser avaliadas e aplicadas ao modelo numérico, como agitação do óleo e impacto entre espiras.

Por fim, sugere-se a realização de uma ODS (*Operational Deflection Shape*) do compressor em funcionamento ajudaria na validação do modelo com as forças de excitação.

REFERÊNCIAS

- AHN, B. H. et al. A Study on Noise Identification of Compressor Based on 2 Dimensional Complex Sound Intensity. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2000.
- ANSYS, INC. Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications. 12.1. ed. Canonsburg: [s.n.], 2009.
- BIN, P.; ZHENQUAN, L. Study on dynamic balancing test of scroll rotor. Proc. SPIE 6041, ICMIT 2005: Information Systems and Signal Processing, 2005.
- BUKAC, H. Self-Excited Vibration in a Radially and Axially Compliant Scroll Compressor. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2004.
- CHAO, L. et al. The Study of Characteristics with Smaller Overturning Moment for Scroll Compressor. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2004.
- CREUX, L. Rotary Engine, U.S. Patent 801182, 1905.
- DESCHAMPS, C. Notas de aula, disciplina: EMC 5482 Compressores, UFSC, 2009.
- DIAS, M. D. M. et al. Motores Síncronos Trifásicos com Ímãs Permanentes. Tecnologia n.º02, p. 107-127, Jul/Dez 2005.
- DUGAST, P. Global Acoustical Finite-Element Simulation of Scroll Compressor Noise from Internal Sources. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2008.
- ELSON, J. Scroll Technologies: An Overview of Past, Present and Future Developments. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2008.

- GIERAS, J. F.; WANG, C.; LAI, J. C. Noise of Polyphase Electric Motors. [S.l.]: CRC/Taylor & Francis, 2006.
- GROLL, E. Modeling of Compressors - Simulation Tools for Vapor Compression System and Component Analysis. Purdue Compressor and Refrigeration Conferences, USCN/IIR Sponsored Short Course., 2004.
- HANLON, P. C. Compressor Handbook. [S.l.]: MacGraw-Hill, 2001.
- HUANG, Z. et al. The Diagnosis and Optimization of Scroll Compressor Noise Based on the Theory of Near-Field Acoustical Holography. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2010.
- ISHII, N. et al. Dynamic Behavior of a Scroll Compressor (Dynamic Analysis). Japan Society of Mechanical Engineers, 1988.
- ISLAM, R.; HUSAIN, I. Analytical Model for Predicting Noise and Vibration in Permanent-Magnet Synchronous Motors. IEEE Trans. Ind. Appl., v. 46, 2010.
- JULIANI, A. D. P. Análises do Campo Magnético de um Motor de Ímã Permanente no Rotor Utilizando o Método dos Elementos Finitos. São Carlos: USP, 2007.
- KAKO, F. et al. Experimental Study on Magnetic Noise of Large Induction Motors. IEEE Transactions on, 1983.
- KIM, H. J.; LEE, J. K.; SHIN, D. K. Design of Phase-Angled Balance Weights for an Inverter Driven Scroll Compressor. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 1998.
- LEE, J. K. Identification of Noise Sources in Scroll Compressor for Air-Conditioner. KSME International Journal, 2000a. 597-604.

LEE, J. K. et al. Identification and Reduction of Noise in a Scroll Compressor. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 2000b.

MORISHITA, E. Scroll Compressor Analytical Model. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 1988.

MORISHITA, E. et al. Scroll Compressor Dynamics (2nd Report, The Compliant Crank and the Vibration Model). Bulletin of JSME, 1986.

MOTEGI, S.; NAKASHIMA, S. A Study on Noise Reduction in a Scroll Compressor. Int. Compressor Eng. Conf. at Purdue, 1996.

NASAR, S. A. Handbook of Electric Machines. New York: McGraw-Hill, 1987.

PFEIFFER, F.; GLOCKER, C. Multibody Dynamics with Unilateral Contacts. New York: John Wiley, 1996.

STOECKER, W. F. Industrial Refrigeration Handbook. [S.l.]: McGraw-Hill, 1998.

WANG, S. K. Handbook of Air Conditioning and Refrigeration. [S.l.]: McGraw-Hill, 2001.